

Pumpen mit hydrostatischem Gestänge.

Von Sieg. Schüller.

(Mit Zeichnungen auf Blatt Nr. 24 u. 25.)

Einen sehr wichtigen Theil bei vielen Pumpenconstructionen, besonders bei grösseren Pumpenanlagen oder bei solchen, die Wasser aus grösseren Saugtiefen zu fördern haben, bildet das Gestänge und haben sich seit jeher die Ingenieure veranlasst gefunden, diesem Theil der Pumpenconstructionen ihre eingehende Betrachtung zu widmen.

Denn einerseits absorbiert das Gestänge bei grösseren Anlagen einen beträchtlichen Theil der Betriebskraft, andererseits treten bei etwaigen unausbleiblichen Reparaturen sehr leicht Betriebsstockungen ein, deren Nachtheile zu schildern wohl überflüssig ist.

Es müsste sonach eine Construction, die das Gestänge bei den Pumpen entbehrlich machte, allseitig von Nutzen sein und erlaubt sich hiermit der Verfasser dieser Zeilen, den Ingenieuren die Idee zu solchen Anlagen vorzulegen und im folgenden sich des Breiteren darüber auszulassen.

In den Zeichnungen auf Bl. Nr. 24 u. 25 ist die Idee zu solchen Pumpen entwickelt, und zwar stellt: Fig. 1 eine solche Pumpe für Handbetrieb, Fig. 2 und Fig. 3 ein grösseres Förderwerk vor, wobei dasselbe System in anderer Modification zu Tage tritt.

In Fig. 1 stellt *A* einen innen ausgedrehten Cylinder dar, der an der untern Seite geschlossen, oben aber offen ist, und dadurch die obere Seite des in ihm spielenden Kolbens der atmosphärischen Luft entgegensetzt. Der Kolben selbst ist an einen einarmigen Hebel bei *N* angehängt, dessen Stützpunkt bei *M* sich befindet und der mit einer Handhabe *L* versehen ist. Hinter dem Kolben communizirt der Cylinder einerseits mit der Röhre *aa*, die wir die Kraftrohre nennen wollen, so wie wir den Cylinder als Kraftcylinder bezeichnen, andererseits mit einem hohlen angegossenen Canal, der in der ganzen Höhe des Cylinders hinangeht und oben durch eine Schraube *s* geschlossen ist.

Mit seiner Sohlplatte ist der Kraftcylinder auf einen Querbalken niedergeschraubt.

In einer Tiefe von 24–28' über dem Unterwasserspiegel befindet sich ein zweiter Cylinder *B*, der eigentliche Pumpencylinder, der ebenfalls mit seiner Grundplatte auf einen Querbalken niedergeschraubt ist. In demselben spielt ein Kolben, dessen Kolbenstange durch die in dem Cylinderdeckel befindliche Stopfbüchse geht. An der Kolbenstange sitzt ein Querschnitt, an das zwei Verbindungsschienen greifen und durch dieselben wirkt der Kolben auf einen zweiarmigen Hebel, dessen Drehungspunkt in *f* ist. Auf den zweiten Arm des Hebels wirkt ein Gewicht *G*.

Der Pumpencylinder selbst communizirt über dem Kolben mit dem Kraftrohre *aa* und unter demselben durch einen Speiskopf, in dem sich das Saugventil *i* und das Druckventil *k* befinden, intermittierend mit der Steigröhre *d* und der Saugröhre *b*, an deren unterem Ende ein Seiher sammt Saugkopf *c* angebracht ist.

Das Spiel der Pumpe ist nun ein höchst einfaches. Wird durch die Kraft eines Mannes der einarmige Hebel bei *L* niedergedrückt, so theilt der Kraftkolben bei seinem Niedergange den auf ihn ausgeübten Druck durch die im Rohre *aa* befindliche Flüssigkeit dem Pumpenkolben mit, das bisher angesaugte Wasser wird durch das Ventil *k* zum Steigen gebracht und ebenso wird durch Vermittlung des Hebels *h f G* das Gewicht *G* gehoben.

Ist nun der Kolben auf seinem tiefsten Stande angekommen, so hebt der Mann bei *L* den Hebel wieder in die Höhe, das früher gehobene Gewicht *G* sinkt wieder und hebt den Pumpenkolben so wie die auf ihn lastende Flüssigkeit im Rohre *aa*. Beim Aufgange des Pumpenkolbens wird nun Wasser durch das Saugventil *i* angesaugt, welches nun wieder beim Niedergange des Kolbens in die Steigröhre getrieben wird. Dasselbe Spiel beginnt nun beim Niederdrücken des Hebels von Neuem.

Der Raum zwischen Pump- und Kraftkolben ist mit ausgekochtem Wasser gefüllt, da dasselbe vortrefflich der Zersetzung widersteht und auch auf die Rohr- und Cylinderwände keine chemische Einwirkung äussern kann.

Der am Kraftcylinder angegossene Canal dient gleichsam als Vorrathskammer, um einestheils das etwa doch verdunstende Wasser zu ersetzen, andererseits eine vollständig luftleere Füllung zu ermöglichen und etwaige Luftblasen aufzufangen.

Die Rohre *aa* sind aus Schmiedeeisen gezogen und durch Schraubenschlösser dicht zusammengefügt. Die Ablassschraube bei *i* dient zur Entfernung des Wassers aus dem Kraftrohre *aa* bei etwa später nothwendig werdender Neufüllung.

Bei diesem System ist also das Gestänge durch eine den Druck fortpflanzende Flüssigkeit ersetzt.

Vergleicht man nun die bisherigen Constructionen mit dieser Anordnung, so stellen sich zu Gunsten der letztern folgende Vortheile heraus.

1) Ist das hydrostatische Gestänge, wie es hier factisch in Anwendung kommt, viel leichter und billiger herzustellen, denn man kann im Minimum mit dem Durchmesser der Kraftrohre bis auf $\frac{1}{6}$ – $\frac{1}{10}$ des Kraftcylinders gehen.

2) Sind die Verluste durch Reibung etc. hier geringer als bei anderen Constructionen, wodurch ein namhafter Gewinn an Betriebskraft erzielt werden kann.

3) Sind die Reparaturen am Gestänge auf ein Minimum reducirt, indem nicht leicht abzusehen ist, wo welche entstehen könnten, sobald einmal die Rohre dicht zusammengefügt sind.

4) Bieten endlich diese Pumpen den unendlichen Vortheil, unbeengt von der Aufstellung der Betriebskraft zu sein, indem es leicht ersichtlich ist, dass vom Kraftcylinder die Rohrleitung *aa* zum Pumpencylinder in jeder beliebiger Richtung geleitet werden kann.

Diese Eigenschaft bringt für industrielle Etablissements unberechenbare Vortheile mit sich, auch beim Bergbau müssen Förderwerke nach diesem Principe eingerichtet, sehr erhebliche Dienste leisten. Ebenso anwendbar stellen sich diese Wasserhebmaschinen für kleinere Dimensionen heraus, indem man sie, zweckentsprechend construirt, als Küchenpumpen,

Hausfenspritzten verwenden kann, da man durch sie in den Stand gesetzt ist, das Wasser direct vom dritten oder vierten Stockwerke anzusaugen.

Der einzige Uebelstand, womit diese Construction behaftet erscheint, besteht in der Aufsteuerung, d. h. beim Aufgange des Kolbens die Flüssigkeitssäule zu heben. Bei der eben angegebenen Construction ist diese Aufsteuerung durch ein Gewicht bewirkt, das beim Niedergange des Kolbens gehoben die so angesammelte Kraft zum Heben der Flüssigkeitssäule verwendet.

Es soll nun im Folgenden eine grössere Fördermaschine beschrieben werden, wobei die Aufsteuerung auf eine andere Art bewirkt wird.

Fig. 2 stellt das eigentliche Pumpwerk einer grossen Wasserhaltungsmaschine vor, und Fig. 3 den hiezu gehörigen Kraftcylinder um die Hälfte kleiner gezeichnet als Fig. 2.

Der Kraftcylinder ist hier oben und unten geschlossen. In demselben spielt ein Kolben, dessen Kolbenstange durch zwei Stopfbüchsen geht und die mittelst einer Pläuelstange an irgend ein gangbares Zeug angehängt ist.

Die beiden Pumpcylinder B und B' sind an der Seite aufgeschraubt und haben eine verticale Lage. Auch sie sind oben und unten geschlossen und die in ihrem Innern wirkenden Kolben sind an eine gemeinsame Kolbenstange angeheftet, der die Stopfbüchsen in den Cylinderdeckeln als Führung dienen.

Der Cylinder B communizirt an der untern Seite des Kolbens durch s mit dem Saugventil M und der Saugröhre S und durch die Oeffnung d mit dem Druckventil N und der Druckröhre D . Ebenso communizirt der Cylinder B' durch s_1 mit dem Saugventil M' und der Saugröhre S und durch die Oeffnung d_1 mit dem Druckventil N' und der Steigröhre D .

Der Kraftcylinder A steht durch die Oeffnung a' mit dem Kraftrohr a' in Verbindung und mündet dasselbe in den Cylinder B ober dem Kolben. Auf der andern Seite des Kraftkolbens communizirt der Cylinder A durch die Oeffnung a mit dem Kraftrohr a , welches im Cylinder B' an der untern Seite des Kolbens bei a mündet.

Das Spiel und die Bewegung der einzelnen Theile ist nun folgendes: Wird der Kolben im Kraftcylinder in der Richtung des Pfeiles bewegt, so verdrängt er die Flüssigkeit vor sich, die, den Druck weiter fortpflanzend, durch a' auf die obere Seite des Kolbens in B wirkt. Der Kolben in B geht nun auch in der Richtung des Pfeiles abwärts, drückt das Saugventil auf seinem Sitze fest und bringt das im übrigen Cylinderraume befindliche Wasser durch das Ventil N zum Steigen. Ebenso ist auch der mit dem Kolben in B fest verbundene Kolben in B_1 zum Abwärtsgehen gezwungen. Derselbe drängt die Flüssigkeit, die sich vor ihm befindet, durch a ins Kraftrohr a , dass sie in beständigem Contact mit der abwärts gehenden Kolbenfläche im Cylinder A bleibt. — Er selbst saugt während des Niederganges den Cylinder durch das Saugventil M' mit Wasser voll. Ist nun der Kolben in A auf seinem tiefsten Stand angekommen und beginnt er zu steigen, so verdrängt er vor sich alle Flüssigkeit, drückt dieselbe durch a ins Kraftrohr a und wirkt mithin auf die untere Fläche des Kolbens im Cylind-

der B_1 , der dadurch gezwungen wird, emporzusteigen. Derselbe drückt nun das früher angesaugte Wasser durch das Ventil N' in die Steigröhre. Der mit ihm festverbundene Kolben in B drückt die ober ihm befindliche Flüssigkeit durch a' ins Kraftrohr a' , so dass sie im Cylinder immer mit der rückwärtigen Seite des Kolbens in Berührung bleibt.

Kommt der Kolben an seinem höchsten Standpunct an, so wiederholt sich das Spiel von Neuem.

Der Kraftcylinder ist hier ebenfalls mit einem angegosenen Canal versehen, der zum selben Zwecke dient wie im frühern. Durch die Schraube K geschlossen, kann man die Druckflüssigkeit stets voll erhalten. An der obern Kolben-
seite wird derselbe Zweck durch die im Cylinderdeckel befindliche Schraube l erreicht.

Die Mittheilung anderer Modificationen und Anordnungen, so wie der vollständigen Theorie der hydraulischen Hindernisse und Berechnung vorliegender Pumpwerke später zu erfolgender Veröffentlichung vorbehaltend, empfiehlt der Verfasser diese Arbeit der Beachtung aller Fachgenossen.

Mittheilungen aus der Maschinenhalle der Ausstellung in London.

(Mit Zeichnungen auf Blatt Nr. 26 und 27.)

Der Ausstellungsraum für die in Bewegung befindlichen Maschinen, welcher erst nachträglich in den grossen Ausstellungsrayon einbezogen wurde, sollte seiner Bestimmung gemäss als Provisorium betrachtet, und mit einem, solchen Verhältnissen angemessenem Dache versehen werden.

Dieser Grundsatz musste somit auch die Cynosur für die Construction desselben abgeben, und da sich kein Materiale für den vorliegenden Zweck besser geeignet hätte, als Holz, so wurde der Raum des Annexes mit einem Bohlendache überdeckt.

Dass man gerade zu letztgenannter Construction griff, dürfte daraus zu erklären sein, dass es die einzige ist, welche die Anwendung schwachen Bauholzes in Form von Bretern und Latten gestattet und somit neben der grösseren Leichtigkeit auch ein beträchtliches Ersparniss erzielt werden konnte. Hauptsächlich dieser Punct mochte in Herrn Towkes den Gedanken rege gemacht haben, den ganzen Bau, vom Niveau des Bodens bis zum Firste, blos aus Bretern und Latten zu construiren. Zugleich bot dieser Plan Gelegenheit, gleichsam im Gebäude selbst dem Publicum einen Ausstellungsgegenstand vorzuführen.

Dieser Gedanke schmeichelte Capitän Towkes so sehr, dass er, alle Grundsätze der Stabilität ausser Acht lassend, eine Halle aufrichtete, welche nicht blos die darunter befindlichen Maschinen vor den Einflüssen der Witterung nicht schützt, sondern durch ihre Baufälligkeit den Besuchern über dem Kopfe zusammen zu stürzen droht.

Auf diese Weise ist der westliche Annex in enge Beziehung zu den unter seinem Dache aufgestellten Maschinen getreten, so dass es nicht unangemessen erscheinen dürfte, hier einige Daten über seine Construction beizufügen; umso-

mehr scheint dies gerechtfertigt, als nach meinem Wissen bis jetzt noch keine correcte Zeichnung desselben in die Öffentlichkeit gedrungen ist.

Der Grundriss des wesentlichen Annexes hat die in nebenstehender Zeichnung dargestellte Form. Da nun die Breite (v. 200') zu gross war, um mit einem einzigen Dache überdeckt zu werden, so theilte man die Grundfläche in 4 parallele 50' breite Streifen, der jeder mit einem eigenen Bohlenbogen versehen wurde, so dass die langen Linien die Lage der Dachrinnen ersichtlich machen. Die Bohlenbögen, welche bestimmt sind, das Dach zu tragen, ruhen auf Säulen, welche in einem Abstände von 15' von einander stehen, daher auch jeder Bohlenbogen ein 15' langes Stück der Dachfläche zu tragen hat.

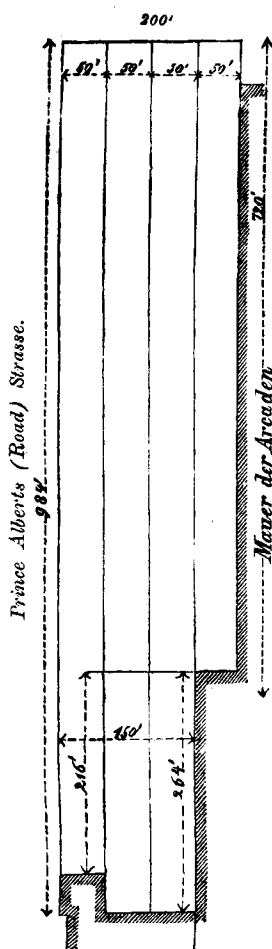
Da aber der Boden sumpfig war, so genügte es nicht, die Säulen auf Längsschweller zu stellen, sondern es mussten Piloten eingerammt werden, auf welche viereckige 6" dicke Klötze aufgezapft wurden, welche zur Unterlage der Säulen dienen. Jeder Säule entspricht somit bloss eine Pilote, so dass in der ganzen Grundfläche des Annexes 313 Piloten eingetrieben wurden.

Die Säulen selbst bestehen aus drei zusammengenagelten Bretern und zwei Latten, welche so zusammengesetzt wurden, dass ihr Querschnitt (Bl. Nr. 26 Schnitt *vw*) die Form eines Kreuzes bildet.

In derselben Weise wie die drei Breter der Säulen, ist auch der Bohlenbogen zusammengesetzt; nämlich aus einem mittleren Brete, 10" breit, $1\frac{3}{4}$ " dick, welches sich auf das ihm correspondirende der Säule stützt, und aus zwei äusseren 10" breit und $\frac{2}{3}$ " dick, welche bloss an die mittleren angenagelt sind und nichts tragen, weil sie vor den, ihnen correspondirenden Bretern der Säule vertical abgeschnitten sind, diese aber ungeschwächt bis zum Sparrenfusse hinaufreichen. (Fig. 1, Schnitt *uw*, *ut*, *rs*.)

Diese äusseren Breter der Säulen nebst den an sie angenagelten Latten tragen an ihrem oberen Ende einen 5" dicken Schuh (Fig. 6), auf welchem die zwei Breter $\frac{2}{10}$ " des Sparrens ruhen und zwar so, dass sie $1\frac{3}{4}$ " von einander abstehen, um die vom Bohlenbogen heraufreichenden Stützbreter (10" breit, $1\frac{3}{4}$ " dick) umfassen zu können. (Fig. 1 und 5.)

Quer über diese Sparren liegen, aufgekämmt, 4" hohe Latten, welche die zwischen den zwei Nachbarsparren liegende 15' lange Dacheinschalung tragen. Diese aus Bretern bestehende Einschalung reicht jedoch bloss von der Dachrinne aufwärts bis zur Hälfte der Dachfläche (d. i. 13') und ruht am unteren Ende auf den beiden Trägern der Dachrinne auf.



(Fig. 2 u. 6.) Der obere Theil des Daches, der zum Behufe der Ventilation etwas erhöht ist, dient als Lichteinfallsoffnung und ist mit Glasplatten gedeckt, welche etwas über einen Schuh breit, $6' 6\frac{1}{2}$ " lang sind und sich kaum um $\frac{1}{4}$ " übergreifen.

Um nun die sehr elastischen Stützen der Sparrenenden gegen allzugrosse Schwankungen zu sichern, wurden die in Fig. 2 dargestellten Diagonalstreben *DD* und die horizontale Spreitze *B* angebracht, wobei zu bemerken ist, dass die Streben *DD* in ihrem Kreuzungspunkte nicht überplattet sind, sondern Eine von ihnen mit ihrem vollen Querschnitte durchgeht, die beiden Hälften der andern hingegen an diese angenagelt sind. (Detail I, II.) Ausser dieser eben angegebenen wurde ursprünglich keinerlei Verstrebung angebracht.

Die äussere Wand des Annexes, welche an der Strasse liegt, erhielt eine Vergitterung mit Latten (Fig. 4), über welche dünne Späne genagelt wurden. Die auf diese Weise erhaltene Vergitterung wurde mit Cementmörtel beworfen und von aussen und innen verputzt. (Fig. 3, 7, 8, 9.) An dieser äusseren Wand haben auch die Säulen eine in (Fig. 9) ersichtlich gemachte, veränderte Form des Querschnittes erhalten, indem die beiden äusseren Seitenlatten durch 10" breite Pfosten ersetzt wurden.

Bedenkt man nun, dass das ganze auf dem Bohlenbogen ruhende Gewicht bloss von dessen mittlerem $1\frac{3}{4}$ " dicken Bogen getragen wird, und dieses Gewicht ebenfalls nur das mittlere Bret der Säule zur Unterstützung hat, dass ferner der Bohlenbogen seiner ganzen Ausdehnung nach keine Seitenverstrebnungen besitzt; so begreift man leicht, dass sowohl Bohlenbogen wie Säulen sich schlangenförmig biegen mussten und dadurch sowohl die Glasdachung aus den Fugen ging, als auch die mit Filz gedeckte Bretereinschalung durch ihre windschiefe Bewegung den Filz zum Zerreißen brachte, so dass bei dem schwächsten Regen das Wasser durch das Dach hereinströmte und die Maschinen daher ebensowenig geschützt sind, als wenn sie im Freien stünden.

Nach und nach wurden jedoch diese Ausbiegungen so bedenklich, dass man sich genöthigt sah, die punctirten Spreitzen II und III am Bohlenbogen zu dessen seitlicher Versteifung zu befestigen. Zugleich entwickelte das ganze Gebäude eine so grosse Tendenz zum Umfallen, dass man eiligst die Säulen mit den punctirten $\frac{9}{16}$ " Balken I unterstützte.

Nichts destoweniger öffnen sich die Fugen des Daches täglich mehr und die schiefe Stellung der Säulen an der Strasse (d. i. an der westlichen Fronte) hat die sehr bedenkliche Proportion von 15" auf 26' Höhe erlangt. Die zweite Säulenreihe hängt in derselben Richtung gegen die Strasse zu, u. z. auf 12' um 4"; die dritte und vierte Reihe, welche zu untersuchen ich nicht Gelegenheit hatte, dürfte im Verhältnisse eine geringere Neigung besitzen.

Ashton's Dampfwinde.

(Blatt Nr. 26.)

Anschliessend an das Gebäude will ich gleich Ashton's Dampfwinde erwähnen. Sie wurde von obbenanntem Ingenieur eigens zum Aufziehen der grossen Bohlenbögen des Haupt-

gebäudes und überhaupt zum Aufhissen aller schweren Baustücke, construiert.

Der Strick, welcher von dem aufzuziehenden Gegenstande über Rollen zur Winde geleitet wird, läuft über die zwei Trommeln (*F* Fig. 2), welche mit rinnenförmigen Vertiefungen versehen sind und so einen sehr wirksamen Flaschenzug bilden. Die Winde wird durch die von einer Locomobile getriebene Riemenscheibe *a* in Betrieb gesetzt. Durch die Kupplung *b* kann man verschiedene Uebersetzungen erhalten, welche den verschiedenen zu hebenden Lasten entsprechen.

Indem der Arbeiter das eine Ende des über die Trommel laufenden Strickes straff anzieht, und so die Reibung auf den Rollen beliebig vergrössern kann, wird der Strick mit grosser Kraft auf dieselben aufgewickelt und so in kurzer Zeit eine beträchtliche Arbeit geleistet.

Die äusseren Achsenenden der Trommeln sind durch eine Kupplungsstange *g* verbunden, um dem Ganzen mehr Steifigkeit und Solidität zu verleihen.

Kegelradschneidmaschine von J. Hunt. London.

(Blatt Nr. 27.)

Die Bedingung der Vollkommenheit einer Maschine ist die möglichste Unabhängigkeit von der Hilfe des Arbeiters, d. h. die Maschine soll wo möglich alle Operationen ohne Beihilfe des Arbeiters selbst verrichten.

Bei einer Kegelradschneidmaschine nun bestehen diese Operationen in der Erzeugung von Zähnen, welche 1) sowohl nach der Tiefe, als auch 2) nach der Breite gegen die Achse zu abnehmen. Das ist das zu lösende Problem und viele zu diesem Zwecke construirten Maschinen können nicht auf Lösung desselben Anspruch machen, indem entweder die Breiten- oder Tiefenveränderungen von der Geschicklichkeit des Arbeiters abhängig gemacht wurden.

Die erste Maschine, welche in dieser Beziehung befriedigende Resultate liefert, ist die vorliegende.

Diese höchst sinnreich construierte Maschine besteht aus einem auf Füssen ruhenden Gestelle *a*, welches die Lager für die Wellen *c* und *h* trägt. Die Welle *c* wird von den Schnurscheiben *b* in Bewegung gesetzt, und überträgt dieselbe mittelst der verstellbaren Kurbel (bei *d*) auf den im Kasten *e* geführten Schlitten, der an seinem Ende das eigentliche Schneidwerkzeug trägt. Die Kurbel *d* ist in Fig. 5 u. 6 im Detail herausgezeichnet, um zu zeigen, wie dieselbe mittelst Schlitz und Stellschraube verkürzt oder verlängert werden kann, je nachdem das Messer einen kurzen oder langen Weg machen soll.

Das zu schneidende Kegelrad *k* ist auf der Achse *i* mittelst einer Schraube festgestellt. Dieser Achse *i* sind nun zwei Bewegungen gestattet; die eine um ihre eigene Achse in dem Lager des Armes *h*, die zweite in verticaler Richtung mittelst der horizontalen Lager des letzteren.

Diese zwei Bewegungen geben das Mittel an die Hand, durch entsprechende Combination derselben die gewünschte Breitenveränderung sowohl, als auch die in verticaler Richtung hervorzubringen.

Zu diesem Behufe ist an der Achse des Armes *h* ein Wurmrad aufgesetzt, in welches die Schraube *l* eingreift.

Die Achse dieser Schraube ist in den Ständern *m* und *m'* befestigt und trägt an dem einen Ende bei *m* ein Kegelrad, in welches ein anderes von gleicher Grösse eingreift. An der Achse dieses letzteren sitzt ein Sperrrad *n*, welches von dem Sperrhaken *a'* bewegt wird, der in einem Schlitz verstellbar werden kann, um eine grössere oder kleinere Bewegung zu erhalten. Dieser Schlitz wird von einem Excentric (Fig. 3 u. 4), welcher auf der Achse *e* sitzt, bewegt, so dass bei jeder Umdrehung derselben das Sperrrad *n* um einen gewissen Winkel vorrückt und durch die beiden Kegelräder diese Bewegung auf die Schraube, den Wurm, und endlich auf die Achse des Armes *h* übertragen wird. Die Stange *e* (Fig. 3) ist ebenfalls für verschiedene Bewegungen zum Verstellen eingerichtet, so dass man alle möglichen Combinationen hervorbringen kann.

Der Schlitz *a'*, welcher am Bette *a* in einem Charnier befestigt ist, wird durch den, in den excentrisch ausgedrehten Ring *c* (Fig. 3) eingreifenden Zapfen *d* bewegt. Durch diese Bewegung erhält man somit die conische Verjüngung der Zähne in Bezug auf die Tiefe. Denn das Messer bewegt sich stets horizontal, während die Achse des Rades seine Stellung in verticaler Richtung verändert.

Um zu verhüten, dass durch die Nachlässigkeit des Arbeiters die Achse sich weiter dreht als es nothwendig ist, weil dadurch eine Ungleichheit in der Tiefe der Schnitte entstehen würde, befindet sich an der Achse des Wurmrades ein mit einem Schlitz versehenes Stück *v'*, an welchem die verstellbare Stange *w* befestigt ist. Diese wird so gestellt, dass nach hinlänglicher Drehung der Achse des Wurmes und des Armes *h* die Stange *w* eine Feder auslöst, welche den ganzen Mechanismus von der Achse *e* auskuppelt.

Um nun auch die Zähne der Breite nach zu formen, dient der Arm *s*, welcher an der Achse *i* befestigt ist, und zwar so, dass er sich vertical auf und abbewegen lässt; in einer fixen Stellung gegen die Achse *i* wird er bloss durch den Arm *r* erhalten, welcher in dem Schlitz des Armes *s* mittelst eines Stiftes geht.

Der Arm *s* ist übrigens noch mit einem längeren Schlitz versehen, in welchem sich die Schablone *t* (Fig. 1 u. 8) mittelst der Stellschraube beliebig feststellen lässt. Dieser Zahn *t* ist eine Schablone im vergrösserten Maasstabe von dem Zahne, der geschnitten werden soll, und wird bei der Auf- und Abbewegung des Armes *s* zwischen der ebenfalls verstellbaren Führungsspitze *v* und der elastischen Feder *u* stets an ersterer auf und abgeführt.

Wenn nun der Arm *h* durch den früher beschriebenen Mechanismus bewegt wird, so muss auch der Arm *s* sich bewegen und da die Bewegung immer eine nach abwärts gerichtete ist, so wird mit ihm auch die Schablone *t* an der Führungsspitze abwärts gleiten, wobei die in dem Arme *h* drehbare Achse *i* eine Drehung erleiden wird, welche der Form der Schablone entspricht.

Natürlich wird auf diese Weise nur immer die eine Hälfte der Zähne erhalten. Wenn diese vollendet ist, wird die Schablone umgedreht um 180°, und nun wird die andere Hälfte der Zähne auf dieselbe Weise geschnitten, indem sich dann die Achse *i* im entgegengesetzten Sinne bewegen wird.

Man sieht leicht, dass mittelst des langen Schlitzes in dem Arme *s* mit einer und derselben Schablone kleine und grössere Räder geschnitten werden können, indem man nur das Verhältniss des Durchmessers des Rades und der Entfernung der Schablone von der Drehungsachse zu verändern braucht.

Die Scheibe *p* am oberen Ende der Achse *i* dient dazu, um mittelst des Armes *q* dieselbe für die einzelnen Zähne einzusetzen, zu welchem Behufe auf derselben verschiedene Einteilungen angebracht sind. Dies ist die einzige Operation, welche dem Arbeiter überlassen bleibt, doch ist diese so wenig von seiner Geschicklichkeit abhängig, dass man mit Recht sagen darf, dass diese Maschine allen an sie gestellten Anforderungen vollkommen entspricht.

Alexander Chaplin's Dampfkrahn.

(Blatt Nr. 26.)

Dieser Dampfkrahn wurde zu den Arbeiten im Annexe, vorzugsweise zum Verstellen schwerer Gussstücke beim Montiren der Maschinen verwendet.

Es waren zu gleicher Zeit zwei solche Krahne thätig.

Die Zeichnung zeigt die Zusammenstellung der arbeitenden Theile, *c* ist der Dampfcylinder, *d* eine Rolle, mittelst welcher man die Neigung des Balkens *o* verändern kann, *f* das Getriebe mit der Welle zum Aufwinden der Last, und zugleich mit der Schraube in Verbindung, welche die Drehung des ganzen Krahnes um die verticale Achse *h* vermittelt, *g* ist das schmiedeeiserne Gestelle des Krahns.

Die Kessel dieser Krahne, überhaupt alle, welche Chaplin verfertigt, haben eine mehr oder weniger abweichende Construction von jenen, welche man gewöhnlich braucht, weshalb ich einige Durchschnitte derselben beigelegt habe.

Die Kessel sind meist solche, deren Feuerrohre vertical stehen und haben eine mehr oder weniger geschweifte Form, in der Weise, dass sie sich vom Niveau des Wasserspiegels an, gegen oben zu, erweitern. Durch diese Einrichtung will er nämlich das Mitreissen des Wassers, beim Ausströmen des Dampfes in die Cylinder, verhindern.

Eine weitere Abweichung von der gewöhnlichen Form ist die, dass die Feuerrohre 3—4" unterhalb des Wasserspiegels zusammengezogen sind und sich oberhalb desselben wieder erweitern, um durch diese Contraction die Wärme der Gase unter dem Wasserniveau zu concentriren und diese durch die darauf folgende Ausdehnung wieder so weit abzukühlen, dass ein Glühendwerden der Rohre unmöglich gemacht wird. Diese Construction kann auf verschiedene Art erhalten werden, wie in den Figuren 1, 2, 3, 4, 5 ersichtlich ist.

Eine dritte Abweichung ist noch die, dass die mittleren Rohre von etwas engerem Kaliber sind als die aussen gelegenen, oder dass ihre Construction verstärkt ist, um eine gleichmässige Erwärmung des Wassers zu erzielen, indem bei gleichweiten Rohren in der Mitte, der Zug, somit auch die Hitze am grössten ist. — Zugleich zeigen die Figuren I, II, III verschiedene Formen der Kessel, Fig. II einen solchen mit Vorwärmer, Fig. III einen mit Ueberhitzungsapparat.

Die Dampfkrahne oben angedeuteter Construction, zeichnen sich besonders durch ihre Dauerhaftigkeit und Leichtig-

keit der Manipulation aus. Ein solcher Krahn, loco Glasgow kostet: zu 4 Pferdekraften um 30 Ctr. zu heben 190 £.

" 5	"	" 45	"	"	" 235	"
" 7	"	" 60	"	"	" 285	"
" 8	"	" 100	"	"	" 380	"

Es werden aber auch grössere erzeugt, bei denen der Preis durch Uebereinkommen bestimmt wird. Die Krahne zu 4 und 5 Pferdekraften heben und senken die Last mittelst Dampfkraft, müssen aber mit der Hand um ihre Achse gedreht werden, während bei denen zu 7 und 8 Pferdekraft und bei allen grösseren alle Bewegungen von der Maschine selbst ausgeführt werden.

James Chandler's Wasserstandsgläser.

(Blatt Nr. 27.)

Die Vortheile dieser neuen Wasserstandsgläser sind grosse Stärke, Einfachheit, Dauerhaftigkeit und grosse Leichtigkeit im Erkennen des Wasserniveaus. Das Wasserstandsglas *a* ist hauptsächlich für neue Kessel berechnet. Die Glasplatten haben eine Dicke von $\frac{3}{16}$ " und sind über 1" breit, so dass eine grosse Klarheit im Erkennen des Wasserstandes erzielt wird; überdies ist die Rückwand mit einer Zinnfolie, o. dgl. überzogen, um das Wasserniveau leichter bemerkbar zu machen.

Fig. *b* zeigt ein solches doppeltes Wasserstandsglas, welches aus zwei einfachen besteht, damit, sollte eines von beiden untauglich werden, man durch Absperren des Hahnes das andere allein benützen kann, bis ersteres wieder hergestellt ist.

Fig. *c* zeigt die Art, wie ein solches neues Wasserstandsglas statt eines alten cylindrischen, eingesetzt werden könne.

Diese Gläser sind nun an verschiedenen Orten, unter Andern auch bei einigen Kesseln der Lambeth Wasserwerke seit mehr als zwei Jahren im Gebrauch und bewähren sich zur vollkommenen Zufriedenheit ihrer Besitzer.

Daniel Adamsons hydraulischer Hebebock.

(Blatt Nr. 27.)

Diese sinnreiche Winde besteht aus einem eisernen Cylinder, in welchem sich ein Kolben auf und abbewegt, der an seinem oberen Ende einen festen Kopf trägt, welcher unmittelbar die zu hebende Last unterstützt. Fig. 3 zeigt den Querschnitt, *a* ist der Cylinder, in welchem sich der Kolben *b*, mittelst der Liederung *c*, flüssigkeitsdicht bewegt. Diese Dichtung kann verschiedentlich angebracht werden, wie in Fig. 9 u. 10 gezeigt ist.

Der Kolben *b* selbst ist ebenfalls hohl und gibt das Reservoir für die Flüssigkeit ab.

Das Pumpwerk besteht aus einer Kolbenstange *e*, welche von dem Hebel *f* durch den Zahn *f*, in Bewegung gesetzt wird; an ihrem unteren Ende passt sie vermöge einer Lederpackung flüssigkeitsdicht in den Kolben *b*, und pumpt beim jedesmaligen Niedergange durch die beiden Klappenventile *e*, und *b*, (Fig. 5) die Flüssigkeit in den unter dem Kolben befindlichen Raum des Cylinders *a* und treibt auf diese Weise denselben in die Höhe.

Damit aber während des allmäligen Verbrauchs von Flüssigkeit im obern Theile des Kolbens *b*, kein Vacuum entstehe,

wird beim Gebrauche die Schraube b_1 (Fig. 1) mittelst des am Ende des Hebels f befindlichen Schlüssels ein wenig herausgeschraubt und da sie mit einer Kreuzbohrung versehen ist, so genügt schon eine halbe Umdrehung derselben, um so viel Luft eintreten zu lassen, als zur Vermeidung obgenannten Uebelstandes erforderlich ist.

Will man nun, nachdem die Last gehoben wurde, den Kolben wieder sinken lassen, so schiebt man den Hebel f , welcher an der Axe g lose aufsitzt (Fig. 2), etwas heraus (Fig. 1). Hierauf drückt man denselben so weit herab, bis der Vorsprung f_2 des Hebels an der Kante des Reservoirs anstösst. Dadurch wird die Ventilstange h von dem an der Pumpstange befindlichen Vorsprunge e_2 (Fig. 5) herabgedrückt, auf diese Weise der unter dem Kolben befindlichen Flüssigkeit der Rücktritt durch das geöffnete Ventil in das Reservoir b gestattet, und der Kolben wird durch das eigene Gewicht herabsinken.

Fig. 8 zeigt die innere Seite des Hebels mit den beiden Vorsprüngen, deren einer f_1 das Herabdrücken desselben blossoweit gestattet, dass man die Flüssigkeit unter den Kolbenpumpen, nicht aber die Ventilstange h berühren kann (der Hebel ist dann auf der Achse g ganz aufgeschoben), deren anderer f_2 hingegen (bei herausgeschobenem Hebel) schon ein Herabdrücken der Stange h und somit ein Sinken des Kolbens bewirkt. Will man denselben schneller sinken lassen, so braucht man bloss den Hebel auf der Achse g noch mehr herauszuschieben und ganz hinabzudrücken, wo dann das Ventil h ganz geöffnet wird.

Fig. 4 zeigt den Hebel in drei verschiedenen Stellungen.

Fig. 6 ist ein Durchschnitt unter dem Vorsprunge e_2 und zeigt den kleinen Canal, durch welchen die Flüssigkeit vom Reservoir durch die Pumpstange unter dieselbe gelangt.

Fig. 7 zeigt den Cylinderdeckel mit dem Schlüssel zum Aufschrauben desselben.

Gewöhnlich wird als Flüssigkeit Oel benützt, da es zugleich als Schmiermittel dient und die feineren Bestandtheile vor Rost bewahrt.

Es ist kaum nöthig hinzu zu fügen, dass diese Winden sehr wirksamer Natur seien, schneller arbeiten als die Schraubenwinden von gleicher Hebekraft, und ungleich weniger dem Zerbrechen ausgesetzt sind als diese.

Sie haben deshalb in England auch schon grosse Verbreitung gefunden und werden von mehreren Eisenbahnen ausschliesslich verwendet.

Die Preise stellen sich folgendermaassen:

für eine Winde von	4 Tonnen Hebekraft	6	10	20	50
" " " "	8 £.	10 "	15 "	26 "	50 "

(Schluss folgt.)

Construction eiserner Wellen.

Von Prof. J. Klotz.

Aus dessen hinterlassenen Schriften zusammengestellt von A. Frank.

Die Wellen sind bekanntlich die materiellen Darstellungen geometrischer Drehungsachsen; ihre eigentliche Function besteht also darin, mit einer mehr oder weniger grossen Geschwindigkeit und unter dem Einflusse verschiedener Kräfte zu rotiren.

Damit sie diesen ihren Zweck erfüllen können, sind sie gewöhnlich an zwei Puncten ihrer Länge mit Drehungszapfen versehen, deren Unterstützungsorgane, die Zapfenlager, ihnen eine freie Rotationsbewegung gestatten.

Es sind zunächst diese Zapfen, deren Abmessungen wir berechnen wollen, um später daraus die Dimensionen der ganzen Welle zu bestimmen.

So wie sich die Wellen nach ihrer Lage eintheilen: in horizontale oder liegende, und verticale oder stehende, ebenso zerfallen die Zapfen in diese zwei Gruppen, und sind horizontale bei liegenden Wellen, verticale bei stehenden.

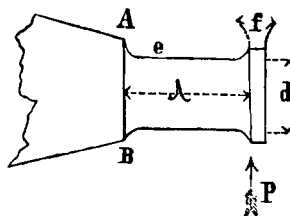
Da die Inanspruchnahme bei diesen beiden Abtheilungen verschieden ist, so werden wir auch bei ihrer Dimensionsbestimmung diese Unterscheidung machen.

I. Bestimmung der Dimensionen liegender Zapfen.

Das Materiale, aus welchem die Wellzapfen hergestellt werden, ist Schmied- und Gusseisen. Ihre Form ist meist cylindrisch, ausnahmsweise auch kugelförmig. Die Inanspruchnahme liegender Zapfen geschieht entweder auf Biegung oder auf Biegung und Torsion.

1. Beanspruchung auf Biegung.

Cylindrische Wellzapfen erhalten gewöhnlich einen kleinen Ansatz und werden in den Ecken abgerundet, so dass sie ungefähr nebenstehende Form erhalten:



d sei der Durchmesser des Zapfens,
 l dessen Länge,
 f Breite des Ansatzes,
 c Höhe desselben.

Ein solcher Zapfen kann nur als ein Körper betrachtet werden, der, bei AB festgehalten, bei C durch die Kraft P gebogen wird.

Die Formel, welche die theoretische Mechanik für diesen Fall aufstellt, ist:

$$P = \frac{\pi}{4} p \left(\frac{d}{2} \right)^3 \frac{1}{l}, \quad \dots \dots \dots (1)$$

worin p den Festigkeitscoefficienten für das vorliegende Material darstellt.

In dieser Gleichung ist d und l unbekannt. Setzen wir p und l in ein Verhältniss, so wird:

$$P = \frac{\pi}{32} p \left(\frac{d}{l} \right)^3 d^4$$

und daraus:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 P l}{\pi p}} \quad \dots \dots \dots (2)$$

Dieses Verhältniss $\left(\frac{l}{d} \right)$ muss innerhalb gewisser Grenzen

liegen, denn ein zu langer Zapfen ist Biegungen unterworfen, wodurch ein höchst schädliches Einklemmen in den Pfannen des Lagers stattfindet; ein zu kurzer Zapfen bietet der Abnutzung durch die Reibung eine zu geringe Oberfläche dar, die Pfannen werden zu sehr in Anspruch genommen, die Schmierung kann nur schlecht unterhalten werden n. s. w.

Um nun einen zweckmässigen Mittelwerth zu finden, untersuchen wir die Biegung.

Die Formel heisst:

$$\delta = \frac{2pl^3}{2d\varepsilon},$$

wo p der Bruchcoefficient pr. 1 □'' Fläche, ε der Elasticitäts-Modul ist.

Wir wollen aber keine Biegung bis zum Bruch, sondern dieselbe soll noch innerhalb der Elasticitätsgrenze bleiben, und nennen wir p' die Spannung an der Elasticitätsgrenze, λ die zugehörige Ausdehnung, so besteht die Proportion:

$$p' : \varepsilon = \lambda : l \quad \dots \dots \dots (3)$$

Hieraus folgt:

$$p' = \frac{\varepsilon \lambda}{l}$$

die Spannung pr. 1 □'' an der Elasticitätsgrenze.

Um eine genügende Sicherheit zu haben, werden wir die Hälfte dieser Kraft in Rechnung nehmen.

Wir finden also die Biegung δ' an der Elasticitätsgrenze:

$$\delta' = \frac{2}{3} \frac{l^2}{d} \cdot \frac{\lambda}{2l}$$

und abgekürzt

$$\delta' = \frac{1}{3} \left(\frac{l^3}{d} \right) \cdot \left(\frac{\lambda}{l} \right)$$

oder

$$\left(\frac{\delta'}{d} \right) = \frac{1}{3} \left(\frac{\lambda}{l} \right) \left(\frac{l}{d} \right)^3 \quad \dots \dots \dots (4)$$

$\frac{\delta'}{d}$ ist das Verhältniss der Biegung zum Durchmesser,

$\frac{\lambda}{l}$ die Ausdehnung an der Elasticitätsgrenze; dieses Bie-

gungsverhältnisses $\left(\frac{\delta'}{d} \right)$ soll aber nur die Hälfte der Ausdehnung an der Elasticitätsgrenze sein, d. h.

$$\left(\frac{\delta'}{d} \right) = \frac{1}{2} \left(\frac{\lambda}{l} \right);$$

dies in (4) substituirt, gibt:

$$\frac{1}{2} = \frac{1}{3} \left(\frac{l}{d} \right)^3 \text{ oder } l = d \sqrt{\frac{3}{2}} = 1,22 d \quad \dots \dots \dots (5)$$

Wir haben aber die Formel $p' = \varepsilon \frac{\lambda}{l}$ erhalten; für

Gusseisen ist $\varepsilon = 12390000$ Pfd.; $\frac{\lambda}{l}$ an der Elasticitätsgrenze gleich $\frac{1}{1200}$, also:

$$p' = 10325 \text{ Pfd.} \quad \dots \dots \dots (\alpha)$$

Für Schmiedeeisen ist $\varepsilon = 24782700$ und $\frac{\lambda}{l} = \frac{1}{1520}$ also:

$$p' = 15124 \quad \dots \dots \dots (\beta)$$

Zur Sicherheit nehmen wir von diesen Coefficienten (α) und (β) nur die Hälfte und für die Formel (1) haben wir nun alle Bestimmungsstücke. Es wird demnach

$$d = \sqrt{\frac{32}{\pi} \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot \frac{1}{5162} P} \text{ für Gusseisen,}$$

$$d = \sqrt{\frac{32}{\pi} \sqrt{\frac{3}{2}} \cdot \frac{1}{7562} P} \text{ für Schmiedeeisen.}$$

Die Rechnungsoperation ausgeführt gibt:

$$d = 0,04916 \sqrt{P} \text{ für Gusseisen,}$$

$$d = 0,04062 \sqrt{P} \text{ für Schmiedeeisen.}$$

$$l = d \sqrt{\frac{3}{2}}.$$

Zum Vergleich wollen wir einige Angaben anderer Constructeure anführen.

Nach Morin ist für Gusseisen:

$$l = d, d = 0,0468 \sqrt{P} \text{ in Pfd. und Zoll.}$$

Nach Redtenbacher ist:

1. Für Gusseisen:

$$d = 0,0521 \sqrt{P} \text{ in Pfd. und Zoll,}$$

$$l = 0,3 + 1,21 d;$$

2. für Schmiedeeisen:

$$d = 0,0341 \sqrt{P},$$

$$l = 0,3 + 1,21 d.$$

Nach Salzenberg:

1. Für Gusseisen:

$$= 0,88 d, d = \frac{1}{28} \sqrt{P} \text{ in preussischem Maass und Gewicht,}$$

2. für Schmiedeeisen;

$$l = 0,8 d; d = \frac{1}{26,8} \sqrt{P} \text{ in preussischem Maass und Gewicht.}$$

2. Zapfen auf Biegung oder Torsion beansprucht.

Die Berechnung der Dimensionen dieser Zapfen theilt sich in zwei Theile; zuerst bestimmt man den Durchmesser ohne Rücksicht auf Torsion, wie wir es eben gezeigt, dann denkt man sich eine röhrenförmige Schichte um den Zapfen gelegt, die für die Torsionskräfte berechnet wird, wie wir später bei den Wellen sehen werden, und die Summe dieser beiden Abmessungen gibt den gesuchten Durchmesser des Wellzapfens.

II. Zapfen verticaler Wellen.

Diese Zapfen, welche meist eine sehr beträchtliche Last zu tragen haben und auf ihren Widerstand gegen das Zerdücken in Anspruch genommen sind, können nicht nach den Formeln für rückwirkende Festigkeit berechnet werden, weil die in der Praxis nothwendigen Abmessungen viel stärker sind als die, welche sich aus den theoretischen Formeln ergeben. Die Ursache, weshalb man in der practischen Ausführung von diesen für die Festigkeit genügenden Dimensionen so bedeutend abweicht, liegt darin, dass bei der Construction dieser Organe noch andere Bedingungen zu berücksichtigen sind, die ein Vergrössern dieser Dimensionen dringend erheischen.

Diese Bedingungen sind: 1. Eine nicht allzu schnelle Abnutzung des Zapfens und seiner Pfanne, damit diese Theile nicht zu oft erneuert werden müssen; 2. die Möglichkeit einer guten Schmierung, d. h. der Druck zwischen den reibenden Flächen darf nicht so gross sein, dass das Oel, welches als Schmiermittel angewendet wird, zwischen den Flächen hinausgepresst wird.

Beiden Bedingungen kann man nur dadurch genügen, dass die in Berührung stehenden Flächen vergrössert werden, und somit muss sich ein Zapfendurchmesser ergeben, der im Ver-

gleich zu der Last, die er zu tragen hat, beträchtlich zu gross ist.

Die practischen Angaben der Constructeure über diese Zapfen sind folgende.

Buchanan gestattet eine Belastung von 1500 Pfd. pr. 1 □ Zoll der berührenden Flächen, wenn Eisen auf Rothguss arbeitet.

Nach Tredgold darf diese Belastung unter denselben Umständen nur 1239 Pfd. betragen.

Diese Angaben führen zu folgenden Formeln:

$$d = 0,02 \sqrt{P} \text{ nach Buchanan,}$$

und

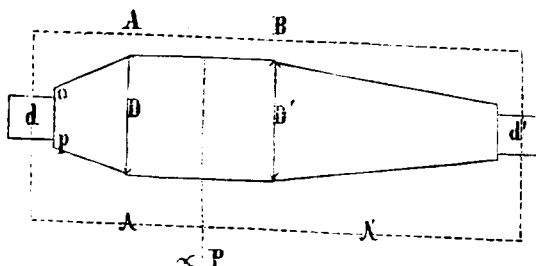
$$d = 0,032 \sqrt{P} \text{ nach Tredgold,}$$

worin d den Durchmesser in Zollen und P die Belastung in Pfd. darstellen.

Wellen.

1. Wellen, die nur auf Biegung beansprucht sind.

Die Last, welche die Welle zu tragen hat, sei an einem Punkte vereinigt, der aber nicht die Mitte derselben ist; ihre Form wird dann folgende:



Auf dem Wellkopf AB befindet sich irgend ein Maschintheil, ein Zahnrad oder Excenter u. s. w., welcher ein Gewicht $2P$ hat. Der Druck, den jeder Zapfen erleidet, ist verschieden, u. z. findet man durch sehr einfache Betrachtungen:

$$\text{Druck auf den Zapfen } d' \text{ gleich } 2P \frac{\lambda}{\lambda + \lambda'}$$

$$\text{„ „ „ } d \text{ „ } 2P \frac{\lambda'}{\lambda + \lambda'}$$

Der Durchmesser dieser beiden Zapfen berechnet sich nach den früher aufgestellten Formeln:

$$d' = \alpha \sqrt{2P \frac{\lambda}{\lambda + \lambda'}}$$

und

$$d = \alpha \sqrt{2P \frac{\lambda'}{\lambda + \lambda'}}$$

wobei

$$\alpha = 0,04916 \text{ für Gusseisen}$$

und $\alpha = 0,04062$ für Schmiedeeisen ist.

Endlich ist auch

$$\frac{l}{d} = \frac{l'}{d'} = \sqrt{\frac{3}{2}}$$

Nun ist bekannt, dass die Momente, welche die Zapfen abbrechen suchen, ebenso gross sind als jene Momente, welche auf den Bruch des Wellenschaftes wirken. Für kreisförmigen Querschnitt wird also:

$$\frac{\pi}{32} P \frac{D^3}{L} = \frac{\pi}{32} P \frac{d^3}{l}$$

hieraus folgt:

$$D = d \sqrt[3]{\frac{2L}{l}}$$

Und auf analoge Weise:

$$\frac{\pi}{32} P \frac{D_1^3}{L_1} = \frac{\pi}{32} P \frac{d_1^3}{l_1}$$

folglich:

$$D_1 = d_1 \sqrt[3]{\frac{2L_1}{l_1}}$$

Der Wellenschaft beiderseits sollte nun nach einer cubischen Parabel geformt sein, damit in allen Querschnitten der gleiche Widerstand dargeboten werde; allein in der practischen Ausführung würde dies einige Schwierigkeiten haben, und man begnügt sich annäherungsweise mit einem abgestutzten Kegel, dessen kleinere Basis der Durchmesser op , beziehungsweise $o'p'$ ist, und der sich aus folgenden Formeln bestimmt:

$$op = \frac{2}{3} D,$$

und:

$$o'p' = \frac{2}{3} D'.$$

Diese so gefundene Kegelfläche ist die Umhüllung der genauen kubischen Parabel.

Trägt eine Welle die Last $2P$ in der Mitte, so wird:

$$L = L_1, d = d_1, l = l_1, \lambda = \lambda_1,$$

und die gefundenen Formeln vereinfachen sich für diesen Fall wie folgt:

$$d = \alpha \sqrt{P}, l = d \sqrt{\frac{3}{2}}$$

$$D = d \sqrt[3]{\frac{2L}{l}}, op = \frac{2}{3} D.$$

Was die Form des Wellenkopfes betrifft, so richtet sich diese vorzugsweise nach dem aufzukeilenden Maschintheil. Der Durchmesser dieses Kopfes ist jedenfalls so anzuordnen, dass die Keilung, welche zur Nebenverbindung angewendet werden muss, nicht in den Schaft eingeschnitten wird. Die Länge des Kopfes ist gewöhnlich etwas grösser als die Länge der aufzusteckenden Nabe.

Wellen nur auf Torsion in Anspruch genommen.

Bei diesen Wellen unterscheidet man zwei Gattungen.

Erstens solche, die nur durch verhältnissmässig geringe Kräfte beansprucht werden, wie z. B. die Achsen der Krahne Winden, Aufzugmaschinen etc., man nennt diese leichte Wellen; zweitens Transmissionswellen, die durch Naturkräfte in Bewegung gesetzt werden und wo ein bedeutendes Torsionsmoment vorhanden ist; man nennt sie schwere Wellen.

Der Querschnitt dieser Wellen ist entweder ein voller Kreis oder eine Ringfläche; die ersteren construirt man gewöhnlich aus Schmiedeeisen, die letzteren ausschliesslich aus Gusseisen.

Ausserdem hat man noch prismatische Wellen, die aber für die Beanspruchung durch Torsionskräfte nicht die entsprechende Form besitzen.

Dem Constructeur obliegt es nun, für gegebene Torsionsmomente den Querschnitt einer Welle zu berechnen.

1. Wellen mit vollem kreisförmigen Querschnitt.

Es sei:

Q die Kraft, die auf Torsion wirkt,

R der Radius, an dem dieselbe thätig ist,

φ der Verdrehungswinkel im Bogenmaasse,
 $\omega = \frac{2}{5} \varepsilon$ der Elasticitätsmodul für Torsion,
 l Länge der Welle,
 r Halbmesser des Querschnittes,

so ist aus der theoretischen Mechanik bekannt die Formel:

$$QR = \frac{\pi \varphi \omega r^4}{2l} \dots \dots \dots (1)$$

und

$$QR = \frac{\pi}{2} T r^3, \dots \dots \dots (2)$$

worin T der Bruchcoefficient der Torsion ist.

Führen wir statt r den Durchmesser der Welle ein, so wird die Formel (2) wie folgt:

$$QR = \frac{\pi}{2} T \cdot \frac{d^3}{8},$$

und hieraus d

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi T} QR}.$$

Um diesen Durchmesser d zu finden, ist nur nöthig, T zu kennen.

Dieser Coefficient T ist bisher nur als Bruchcoefficient bekannt gewesen; da aber bei einer Construction nicht nur der Bruch vermieden werden soll, sondern auch die Elasticitätsgrenze nie erreicht werden darf, so haben wir in Folgendem versucht, einen Coefficienten T_1 zu berechnen, der gerade eine Beanspruchung bis zur Elasticitätsgrenze hervorruft.

Es folgt zunächst aus Gleichung (1):

$$\varphi = \frac{2 QR l}{\pi \omega r^4},$$

aus Gleichung (2):

$$QR = \frac{\pi}{2} T r^3,$$

substituiert:

$$\varphi = \frac{2l}{\pi \omega r^4} \cdot \frac{\pi}{2} T r^3 = \left(\frac{l}{r}\right) \left(\frac{T}{\omega}\right),$$

wobei φ im Bogenmaas ausgedrückt ist. Um diesen Winkel in Graden zu finden, ist bekanntlich die Proportion gegeben:

$$\varphi^0 : \varphi = 180^\circ : \pi,$$

oder:

$$\varphi^0 = \frac{180^\circ}{\pi} \varphi,$$

dies in obige Gleichung substituiert, gibt:

$$\varphi^0 = \left(\frac{180}{\pi}\right) \left(\frac{T}{\omega}\right) \left(\frac{l}{r}\right) \dots \dots \dots (4)$$

Dieser Winkel φ^0 gibt die Anzahl Grade, um welche die Welle verdreht wurde, ehe sie brach.

Da nun das Gesetz besteht, dass innerhalb der Elasticitätsgrenze, die Ausdehnungen und Zusammendrückungen den Kräften proportional sind, so dürfte dieses Gesetz auch bei der Torsion seine Geltung haben, so lange die Beanspruchung innerhalb der Elasticitätsgrenze bleibt. Es muss sich also der Coefficient T_1 der Elasticitätsgrenze zu den Torsionsmodul ω verhalten, wie die Kräfte, welche die Ausdehnungen bewirken, zu dem Elasticitätsmodul ε , d. h.

$$\frac{T_1}{\omega} = \frac{\lambda}{l}.$$

Diese Gleichung lässt sich noch auf folgende Weise ableiten.

Nach Cauchy ist $\omega = \frac{2}{5} \varepsilon$, folglich innerhalb der Elasticitätsgrenze auch $T_1 = \frac{2}{5} p'$, wobei p' die Belastung bei absoluter Festigkeitsbeanspruchung bis zur Elasticitätsgrenze darstellt, d. h.

$$p' = \left(\frac{\lambda}{l}\right) \varepsilon,$$

nach einer früher abgeleiteten Formel; weil nun

$$T_1 = \frac{2}{5} p' \text{ und } \omega = \frac{2}{5} \varepsilon \text{ ist,}$$

so findet man leicht:

$$T_1 = \frac{2}{5} \left(\frac{\lambda}{l}\right) \varepsilon$$

oder

$$T_1 = \left(\frac{\lambda}{l}\right) \omega,$$

d. h.

$$\frac{T_1}{\omega} = \left(\frac{\lambda}{l}\right) \text{ wie oben.}$$

Wir haben somit T_1 den Torsions-Coefficienten an der Elasticitäts-Grenze ausgedrückt und derselbe berechnet sich wie folgt:

$$T_1 = 6049,4 \text{ Pfund pr. 1 } \square \text{ " Schmiedeeisen}$$

$$T_1 = 4956,5 \text{ " " Gusseisen.}$$

Damit nun eine Welle genügende Sicherheit darbiere, nimmt man von diesem Coefficienten die Hälfte für leichte Wellen, $\frac{1}{2} T_1$ für schwere Wellen.

Diese Werthe sind für leichte Wellen

$$\frac{1}{2} T_1 = 3024,7 \text{ für Schmiedeeisen}$$

$$\frac{1}{2} T_1 = 2478,2 \text{ für Gusseisen}$$

für schwere Wellen:

$$\frac{1}{2} T_1 = 1512,3 \text{ für Schmiedeeisen}$$

$$\frac{1}{2} T_1 = 1239,1 \text{ " Gusseisen.}$$

Diese für T_1 gefundenen Werthe sind nun in Gleichung (3) einzuführen und man findet:

Für leichte Wellen:

$$\text{aus Schmiedeeisen } d = \sqrt[3]{\frac{16}{3025 \pi} \cdot \sqrt[3]{QR}},$$

oder:

$$d = 0,11896 \sqrt[3]{QR},$$

aus Gusseisen

$$d = \sqrt[3]{\frac{16}{2478 \pi} \cdot \sqrt[3]{QR}},$$

oder:

$$d = 0,12714 \sqrt[3]{QR};$$

für schwere Wellen

$$\text{aus Schmiedeeisen } d = 5,4956 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$\text{aus Gusseisen } d = 5,8727 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Diese letzten beiden Formeln, welche sich auf die Abmessung schwerer Wellen beziehen, haben unter dem Wurzelzeichen anstatt des Torsions-Momentes einen Bruch, dessen Zähler N die Anzahl Pferdekkräfte und dessen Nenner n die Umdrehungszahl der Welle bedeuten.

Die Umwandlung des Torsions-Momentes in Pferdekkräfte und Rotationszahl geschieht ganz einfach wie folgt:

Die Wirkung W des Torsions-Momentes wird:

$$W = \frac{n \cdot 2 R \pi Q}{60}.$$

Die Anzahl Pferdekkräfte N ist:

$$N = \frac{W}{430},$$

daher:

$$QR = \frac{30.430}{n\pi} N = \frac{12900}{\pi} \frac{N}{4}.$$

Diess für QR eingeführt, gibt die oben angeführten Formeln.

Nach Buchanan findet man den Durchmesser d für schwere Wellen aus folgender Formel:

$$d = 5,4 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ für Gusseisen.}$$

Nach Morin:

$$d = 6 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ für Gusseisen.}$$

Nach Mull:

$$d = 7,217 \sqrt[3]{\frac{N}{n}} \text{ für Gusseisen.}$$

Hohle gusseiserne Wellen nur auf Torsion beansprucht.

Die für hohle Cylinder für diesen Fall aufgestellte Formel ist bekanntlich

$$QR = \frac{\pi T}{2} r (r^2 - r_1^2),$$

wobei QR das Torsions-Moment, r der äussere, r_1 der innere Durchmesser ist; setzt man:

$$r_1 = \frac{d}{2} \text{ und } r = \frac{D}{2},$$

so geht obige Formel über in:

$$QR = \frac{\pi T}{16} \frac{D^4 - d^4}{D} \dots \dots \dots (1)$$

Die Fleischdicke ($r - r_1$) ist gewöhnlich $\frac{3}{20} D$, also

$$\frac{D - d}{2} = \frac{3}{20} D,$$

woraus folgt $D - d = 0,3 D$ und endlich $d = 0,7 D$. Dieser Werth in Gleichung (1) gesetzt gibt:

$$QR = \frac{\pi T}{16} \frac{D^4 - 0,7^4 D^4}{D},$$

abgekürzt:

$$QR = \frac{\pi T}{16} \cdot 0,7599 D^3,$$

aus dieser Gleichung endlich D bestimmt:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 QR}{\pi \cdot 0,7599 T}} \dots \dots \dots (2)$$

Setzt man wieder für QR den Werth

$$\frac{12.30.430}{n\pi} N,$$

wobei wie oben N die Pferdekkräfte, n die Rotationszahl darstellt, so stellt sich die Formel so:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 12.30.430}{n\pi^2 \cdot T \cdot 0,7599} N}$$

und schliesslich wird:

$$D = 6,8399 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$d = 0,7 D$$

für hohle schwere gusseiserne Wellen.

Nach Morin ist:

und

$$D = 6,322 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$d = 0,6 D.$$

Nach Mull:

$$D = 7,578 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$d = 0,6 D.$$

Wellen, die auf Torsion und Biegung beansprucht sind.

Bei solchen Wellen ist zu unterscheiden, aus welchem Materiale sie angefertigt werden sollen, weil je nach dem Materiale zwei Mittel zu Gebote stehen, durch welche die Wellen so verstärkt werden können, um beiden Momenten zu entsprechen.

Da solche auf Biegung und Torsion beanspruchte Wellen beinahe ausschliesslich schwere Wellen sind, so sollen auch in nachfolgenden Berechnungen nur diese Wellen verstanden sein.

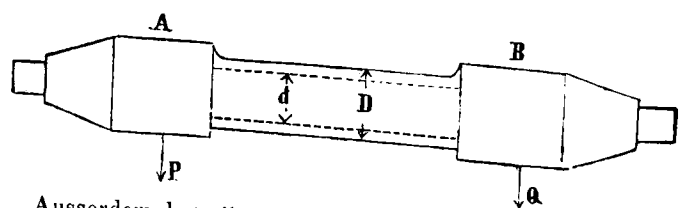
1. Schmiedeiserne Wellen auf Torsion und Biegung beansprucht.

Weil diese Wellen durch zwei verschiedene Momente auf ihre Torsions- und Biegefestigkeit in Anspruch genommen sind, so muss ihr Querschnitt, der bei Schmiedeisen ausschliesslich kreisförmig ist, so stark sein, dass er beiden Momenten genügenden Widerstand darbietet.

Um nun den Durchmesser dieses Querschnittes zu berechnen, denken wir uns den cylindrischen Wellenschaft aus zwei Theilen bestehend; 1. aus einem vollen cylindrischen Kern, 2. aus einer röhrenförmigen über diesen Kern geschobenen Verstärkung.

Der innere volle Cylinder wird so berechnet, dass er dem Torsions-Moment widersteht; die gedachte röhrenförmige Verstärkung muss dem Biegemoment Genüge leisten. Der innere Durchmesser, vermehrt um die Fleischdicke der Röhre, gibt den gesuchten Durchmesser des Wellenschaftes.

Es sei nachstehend eine schwere Welle, die auf ihren Wellköpfen A und B zwei schwere Räder von den Gewichten P und Q trägt.



Ausserdem hat diese Welle N Pferdekkräfte mit n Umdrehungen pr. Minute zu übertragen.

Nach der früher abgeleiteten Formel berechnet sich der ideale Durchmesser d des Kernes wie folgt:

$$d = 5,8998 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

Der Kürze wegen nennen wir den Coefficienten $5,8998 = \alpha$.

Das Bruchmoment, welchem die Welle an irgend einer Stelle, z. B. in der Entfernung λ vom Zapfen links, zu widerstehen hat, berechnet sich wie folgt:

Die Last P wird sowohl auf den Zapfen d als auch auf den Zapfen d_1 einen Druck ausüben.

Sei p der Druck auf den Zapfen d , p_1 jener auf den Zapfen d_1 , so findet man wie bekannt:

$$p \cdot L = P(L - \lambda) \text{ und } p_1 \cdot L = P\lambda$$

daraus folgt:

$$p = \frac{P(L - \lambda)}{L} \text{ und } p_1 = \frac{P\lambda}{L}$$

Analog werden für die Last Q die beiden Drucke:

$$q = \frac{Q\lambda_1}{L} \text{ und } q_1 = \frac{Q(L - \lambda_1)}{L}$$

$p + q$ ist der Totaldruck auf den Zapfen d , $p_1 + q_1$ jener auf den Zapfen d_1 . Aus diesen Belastungen lassen sich nach früher aufgestellten Formeln die Abmessungen dieser beiden Zapfen berechnen. Es ist:

$$p + q = \frac{P(L - \lambda)}{L} + \frac{Q\lambda'}{L}$$

und

$$p_1 + q_1 = \frac{P\lambda + Q(L - \lambda')}{L}$$

Das Bruchmoment, welchem der Wellenschaft an irgend einer Stelle unterworfen ist, wird nun aus folgender Gleichung gefunden:

$$M = (p + q)x = \frac{P(L - \lambda') + Q\lambda'}{L} x \dots (\alpha)$$

Dieses Bruchmoment wird bei einem bestimmten x einen Maximalwerth erreichen, u. z. wird dieser Werth gerade im Mittelpunkt der beiden parallelen Kräfte stattfinden.

Zur Bestimmung des zugehörigen Werthes von x hat man folgende Gleichung:

$(p + q)x = (p_1 + q_1)(L - x)$, oder die Werthe für $(p + q)$ und $p_1 + q_1$ substituirt:

$$\frac{P(L - \lambda) + Q\lambda'}{L} x = \frac{P\lambda + Q(L - \lambda')}{L} (L - x),$$

und hieraus:

$$x = \frac{P\lambda + Q(L - \lambda')}{P + Q};$$

dieser Werth von x in Gleichung (α) substituirt, gibt:

$$M = \frac{P(L - \lambda) + Q\lambda'}{L} \cdot \frac{P\lambda + Q(L - \lambda')}{P + Q} \dots (\beta)$$

Diesem Biegungs- oder Bruchmoment muss nun eine Röhre widerstehen, deren innerer Durchmesser das früher gefundene d ist, und deren äusserer Durchmesser D berechnet werden soll.

Das Biegemoment einer Röhre ist bekanntlich:

$$M = \frac{\pi}{32} p \frac{D^4 - d^4}{D},$$

hieraus:

$$D^3 = \frac{32 M}{\pi p} + d^3 \left(\frac{d}{D} \right).$$

Um die Rechnung zu vereinfachen, setzen wir $\frac{d}{D}$ näherungsweise = 1. Hiedurch wird ausserdem eine Verstärkung der Welle herbeigeführt, die keinesfalls schädlich ist.

Es wird:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi p} M + d^3},$$

oder weil

$$d = \alpha \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

ist nach früher, so wird schliesslich

$$D = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi p} M + \alpha^3 \frac{N}{n}}.$$

Werden für p und α die entsprechenden Werthe gesetzt u. z.

$$p = 3055 \text{ und } \alpha = 5,9,$$

so wird:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot 3055} \cdot M + 5,9^3 \frac{N}{n}}$$

oder:

$$D = \sqrt[3]{0,0033 M + 201,825 \frac{N}{n}} \dots (I)$$

worin M den durch Gleichung (β) dargestellten Ausdruck bedeutet.

Gusseiserne Wellen auf Torsion und Biegung in Anspruch genommen.

Auch bei diesen Wellen kann man auf analoge Weise, wie es bei schmiedeeisernen Wellen geschehen ist, den Durchmesser des Wellenschaftes bestimmen, wenn man einen kreisförmigen Querschnitt anwenden will; es sind nur statt der Coefficienten α und p die auf Gusseisen bezüglichen Werthe in die Formel für D zu substituiren.

Man hat hier:

$$\alpha = 6,24 \text{ und } p = 2580,$$

somit:

$$D = \sqrt[3]{\frac{32}{\pi \cdot 2580} M + 6,24^3 \frac{N}{n}}$$

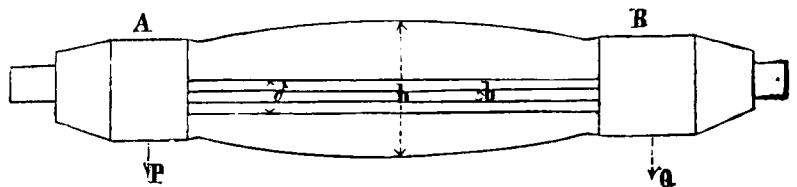
oder:

$$D = \sqrt[3]{0,0039 M + 242,08 \frac{N}{n}} \dots (II)$$

für schwere gusseiserne Wellen.

Bei diesen Wellen steht uns jedoch noch ein anderes Mittel zu Gebote, welches bei Wellen aus Schmiedeeisen nicht ausführbar ist, es ist dies die Anwendung gerippter Querschnitte.

Zur Berechnung der Abmessungen solcher Wellen ist es wieder nothwendig, sie aus zwei Theilen bestehend zu denken, von welchen der cylindrische Kern dem Torsionsmoment, die Rippen dem Biegungs-Moment Widerstand zu leisten haben.



Wenn die nebenstehend dargestellte Welle an ihren Köpfen A und B auf irgend eine Weise mit den Gewichten P und Q belastet ist, ausserdem N Pferdekkräfte mit n Umdrehungen per Minute zu übertragen hat, so berechnet sich der Durchmesser d des cylindrischen Kernes aus der bekannten Formel:

$$d = 6,24 \sqrt[3]{\frac{N}{n}}.$$

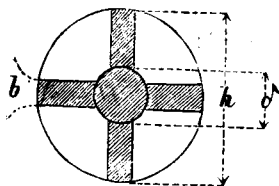
Das Biegemoment, welches die relative Festigkeit der Rippen in Anspruch nimmt, ist, wie oben abgeleitet wurde:

$$M = \frac{P(L - \lambda) + Q\lambda'}{L} \cdot \frac{P\lambda + Q(L - \lambda')}{P + Q}.$$

Dieses Moment M bestimmt die Abmessungen nebenstehenden Querschnittes, wobei der cylindrische Kern als nicht vorhanden betrachtet werden muss.

Bezeichnet man mit h die Höhe der Rippen, mit b die Breite derselben, so ist bekanntlich das Bruch-Moment dieses Querschnittes:

$$M = \frac{p}{6h} [b^3(h - \delta) + b(h^3 - \delta^3)].$$



Da bei der Rotation der Welle die Rippen nicht immer in einer solchen Lage bleiben wie sie in der Zeichnung dargestellt sind, und in einer Stellung, wo jede Rippe unter einem Winkel von 45° zum Horizont geneigt ist, die Festigkeit des Querschnittes geringer ist als in der Lage, wo eine Rippe vertical, die andere horizontal ist, so vernachlässigen wir im Ausdruck für M die Festigkeit der horizontalen Rippe, dadurch wird der Querschnitt stärker und in der ungünstigsten Lage wird er noch immer genügende Sicherheit darbieten.

Dies vorausgesetzt wird:

$$M = \frac{p}{6h} b(h^3 - \delta^3);$$

hieraus ergibt sich nun:

$$b = \frac{6hM}{p(h^3 - \delta^3)}$$

wenn h angenommen wird, oder:

$$h = \sqrt[3]{\frac{6M}{p} \left(\frac{h}{b} \right) + \delta^3}$$

wenn $\frac{h}{b}$ angenommen wird, in welchen Formeln M das Bruch-Moment bedeutet, welches die Welle im Mittelpunkt der beiden parallelen Kräfte erlidet und die Abmessungen b und h sich auf eben diese Stelle beziehen.

Sollen diese Dimensionen für eine andere Stelle des Wellenschaftes bestimmt werden, so setzt man im Ausdrucke für M das entsprechende x und findet dann die an dieser Stelle nöthigen Dimensionen für h und b . Berechnet man eine genügende Anzahl von diesen Querschnitten, so findet man die Curve durch Punkte bestimmt, nach welcher die Rippen gekrümmt werden müssen.

Wenn bei solchen Wellen das Torsions-Moment gering, dagegen das Biegungs-Moment sehr gross ist, so würden die Rippen verhältnissmässig gross gegen den cylindrischen Kern werden.

In solchen Fällen kann man einem Theil des Biegemomentes durch eine röhrenförmige Verstärkung des Kernes, dem anderen Theil durch Rippen Widerstand leisten lassen, wodurch eine Ausgleichung in den sonst unschönen Verhältnissen erzielt wird.

Es würde zu weit führen, alle in der Praxis vorkommenden Fälle hier speciell durch Beispiele zu erläutern, und ausserdem genügt das Mitgetheilte, um dem angehenden Constructeur bei allen practischen Ausführungen als Leitfaden zu dienen.

Weitere Notizen über das Verfahren,

die Belastungsprobe mit einem gehörig construirten Modelle so vorzunehmen, dass an die Resultate derselben die Beurtheilung des Widerstandes von dem naturgrossen Objecte angeknüpft werden könne.

Mitgetheilt von

Josef Langer, Ingenieur.

Anknüpfend an die gleichnamigen Notizen des k. k. Professors und Ministeral-Oberingenieurs Herrn G. Rebhan n im vorigen (IX.) Hefte dieser Zeitschrift, theile ich auch meine Notizen über die an meinem Brückenmodelle vorgenommene Belastungsprobe mit, damit das dort ausgesprochene Urtheil von meiner Seite gewürdigt werde. Mir als Erfinder des Systems und als Constructeur des Modelles ziemt auch ein Urtheil und ich bin so frei es auszusprechen.

Vor Allem muss es ausgesprochen werden, dass der Fachmann zur Beurtheilung der Güte und des Werthes einer Brückenconstruction eines Modelles eigentlich nicht bedarf. Aus der mathematischen Zeichnung und aus der Festigkeitstheorie des Systems muss Alles klar werden. Wenn gleichwohl Modelle gemacht werden, so geschieht es, um die Uebereinstimmung der Praxis mit der Theorie zu zeigen und die Construction zu versinnlichen. Nun habe ich allerdings mein Modell in dieser Absicht anfertigen lassen, nur war es bei dem ursprünglichen Plane, es zur Londoner-Ausstellung zu schicken, nicht möglich, auch die Pfeiler und den Unterbau von Stein herstellen zu lassen, wie es wohl die genaue Nachahmung und Uebertragung vom Grossen ins Kleine erheischt hätte. Es musste also bei dem Resultate der Belastungsprobe auf den Umstand Bedacht genommen werden, dass die Pfeiler und Unterlagen der Brücke von Holz und Brettern waren, und es war genau zu unterscheiden, wie viel von der gemessenen Scheiteleinsenkung auf diesen Umstand zu rechnen kam und wie viel davon auf die Eisenconstruction fiel. Das lässt sich leicht constatiren. Nach einfacher Rechnung musste die Scheiteleinsenkung des Modelles bei genauer Anarbeitung desselben unter der zufälligen Probelastung von 10 Centner auf dem Mittelfelde in Folge der Inanspruchnahme des Schmied- und Gusseisens der Construction und auf Grund der Elasticität dieses Materials innerhalb der Grenzen der zulässigen Beanspruchung 14 Linien betragen. Da aber die vorgenommene Probe 20 Linien ergeben hat, so dürfen 6 Linien auf die Nachgiebigkeit der Holzpfeiler und des andern Holzunterbaues zu schlagen sein. Diess bei einer Inanspruchnahme von 90 Centner pro □ Zoll unter der stattgefundenen Belastung.

Diese Senkung würde bei einer Vermehrung der Probelast bis zu dem Aequivalent von 100 bis 120 Centner per Curr. Klafter im Grossen, d. i. bei einer Beanspruchung von 110 — 120 Ctr. pro □ Zoll von jenen 14 auf 17 — 19 Linien gestiegen sein. Dem entspricht in 20facher Grösse das Naturmaass von 29 — 32 Zollen und das gibt ein Gefälle von $\frac{1}{75}$ bis $\frac{1}{68}$ auf der halben Länge des Mittelfeldes und dieses reducirt sich bei einer gehörigen vom Constructeur im Vor-

aus berechneten Sprengungsanlage oder Ueberhöhung der Brückenbahn über die Horizontale auf $\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{75} = \frac{1}{150}$ bis $\frac{1}{2} \cdot \frac{1}{68} = \frac{1}{136}$ Steigung auf der kurzen Strecke der halben Brücke.

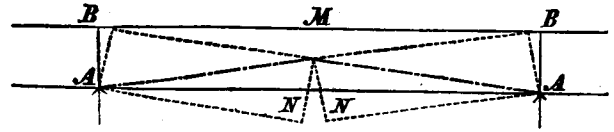
Das ist keine so schädliche Formveränderung, wie Herr Professor Rebhann es in seinem Berichte herausstellt, weil dort die Ungunst der hölzernen Pfeiler und des bretternen Untergestelles wohl anerkannt aber nicht in ziffermässigen Abschlag gebracht wird bei seinem Vergleiche und bei der Uebrigung ins Grosse; dann weil die entsprechende Anlage einer Sprengung der Brückenbahn ganz ignorirt wird, die doch kein Constructeur versäumen wird, da er die Maximaleinsenkung unter der grössten Belastung stets im Vorhinein bei jedem System auf Grundlage einer richtigen Theorie zu berechnen weiss.

Wenn man noch in Betracht zieht, dass der Stemm balken des im Modell dargestellten Systems von Schmiedeisen anstatt wie hier von Gusseisen hergestellt werden kann, da das Wesen des Systems nicht in dem Balken von Guss besteht, und dass dann die nothwendigen Scheiteleinsenkungen in Folge der geringeren Zusammendrückbarkeit der schmiedeisernen Stemmbänder geringer ausfallen müssen, so wäre es mindestens billig gewesen, der von Herrn Professor Rebhann gezogenen Schlussfolgerung, dass die im Modell dargestellte Brückenconstruction den Anforderungen des Eisenbahnverkehrs nicht entsprechen würde, die Bemerkung beizufügen, dass es jedenfalls um die (übrigens natürliche und naturgemässe) Scheiteleinsenkung zu mässigen, besser sein würde, den Stemm balken gleich den Ketten und den übrigen Constructionstheilen von Schmiedeisen zu beschaffen. Hat der Herr Professor doch nicht verschmäht, andere, auf die Verbesserung des Details der Construction hinzielende Bemerkungen zu machen, als z. B. dass es von Vortheil wäre, die Brückenbahn, nicht wie im Modelle, an die untern, sondern an die obern Längsbänder des Gitterbalkens anzubringen, weil es vorzugsweise diese oberen Längsbänder seien, welche in Folge der Ketten spannung gewaltig zusammengepresst werden sollen; dann die Bemerkung, dass es unter Umständen kaum zu vermeiden sein dürfte, die Landpfeiler so anzuordnen, dass diese auch einen Theil des horizontalen Kettenzuges aufnehmen können, damit die Versteifungsgitter von demselben weniger beansprucht würden.

Wenn der Herr Professor bei seiner Beurtheilung meines Systems sagt, dass der Kettenzug namentlich durch den Widerstand der oberen Längenstücke des Eisengitters aufgehoben werde, so zeugt das von einem Irrthum, und ich kann in diesem Punkte eine Aufklärung geben:

Das untere Längsband des Stemmbalkens ist nämlich nicht weniger als das obere und das obere nicht mehr als das untere auf Pressung in Anspruch genommen. Die Pressung übergeht vom obern Längsbande auf das untere so, dass im Hängepfeilerstützpunkte (*A*) die ganze Pressung im untern Bande liegt, während sie im obern Bande hier Null ist, (theoretisch genau Null, practisch nahezu); von hier übergeht sie allmählig wieder an das obere Längsband, so dass sie im

Scheitel der Mitte (in *M*) ganz im obern Bande liegt, während selbe hier im untern Bande Null ist (theoretisch vollkommen, practisch nahebei). Das wird aus Folgendem klar:



In der beistehenden Skizze ist mit der ausgezogenen Figur *ABMN* der Gitterbalken im unbelasteten Zustande der Brücke angedeutet. Bei der Belastung senkt sich derselbe im Scheitel ein, und stellt ihn die punctirte Figur in diesem Zustande vor.

Es leuchtet ein, dass jetzt das obere Stemm band *BM* bei der geneigten (punctirten) Lage zu kurz ist, um ferner eine Pressung in *B* in sich aufzunehmen, es wird vielmehr hier an dieser Stelle ein Zug im Bande eintreten können, wenn der Balken continuirlich zusammenhängend mit dem Balkentheile des Seitenfeldes construirt gedacht wird. Ich sage indess nur, es kann hier keine Pressung sein, oder diese ist nahezu Null. Ebenso ist klar, dass das untere Stemm band *AN* in seiner gesenkten (punctirten) Lage in der freien Mitte *N* keine Pressung haben kann. Viel eher mag hier eine Spannung oder ein Zug im Bande gedacht werden, wenn das Band hier Zusammenhang hat; indess sage ich nur, dass an dieser Stelle keine Pressung ist oder eine Pressung nahezu Null. Wo muss aber jetzt die Pressung sein, wenn sie nicht in *B* und *N* ist? Sie muss in *A* und *M* sein; sie muss von *A* nach *M* übergehen, nach *A* übertragen von der Wurzel des Systems — von der Kette aus vermittelt der Strebekreuzen des Gitterbalkens. Also ist die Diagonale *AM* die Stützlinie des balkenförmigen Sprengwerks, welches im Balken innerhalb seiner Wandhöhe liegt und wirkt. —

Dem Herrn Professor Rebhann erschiene es vortheilhafter, die Brückenbahn nicht wie beim Modelle an den untern, sondern an den obern Längsbändern des Gitterbalkens anzubringen. Ob die Fahrbahn am untern oder am obern Balkenlängsbande liege, das ist für die Tragsicherheit des Systems ziemlich gleichgiltig, und wenn in dieser Hinsicht ein Unterschied zu machen wäre, so dürfte es die beim Modell gewählte Anordnung sein, welche den Vorzug verdient. Auch ist auf diese Art die Möglichkeit einer seitlichen Ausbiegung oder Ausbauchung des Balkens mit den geringsten Mitteln aufgehoben. In diesem Falle der Anordnung nämlich bildet das untere Längsband mit der horizontalen Verstrebung der Fahrbahn einen steifen Balkenkörper im liegenden Sinne, während das obere Längsband zwischen den verticalen Hängestangen festliegt, welche von der Kette zum untern Längsbande gehen. Es ist gewiss, dass das obere Band so nicht ausweichen kann. Es soll einmal und zunächst der Punct der freien Mitte, der Scheitelpunct, bezüglich dessen ins Auge gefasst werden.

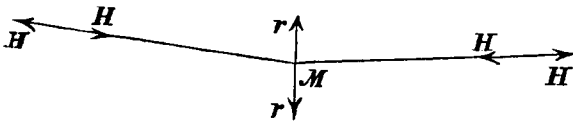
Wenn das besagte Längsband an dieser Stelle ausbiegen soll, so muss es hier einen Winkel bilden und im (Zerr-) bilde die beistehende Figur



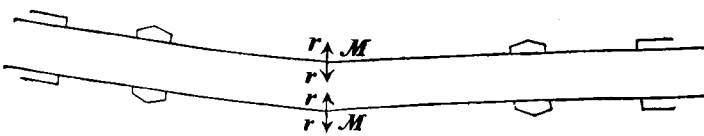
zeigen. M ist der Scheitel, wo die Kette mit dem Längsbande verknüpft ist; H ist die Pressung im Stemmbande, sie wirkt in der Richtung der bezeichneten Pfeile und erzeugt die seitlich ausbiegende Kraft r in der Pfeilrichtung auswärts. Aber die Kette, an dieser Stelle mit dem Balken verkuppelt, wird in der Draufsicht dieselbe Figur bilden, denselben Winkel einschliessen und weil sie den Zug H gleich der Pressung H hat, nur entgegengesetzt in der Pfeilrichtung,



so wird in M dieselbe seitliche Kraft r resultiren — nur in der Pfeilrichtung einwärts. Man sehe beide Figuren übereinander liegend an, wie man muss, und man hat die Wirkung der beiden gleichen einander aufhebenden Seitenkräfte r veranschaulicht in der Figur:



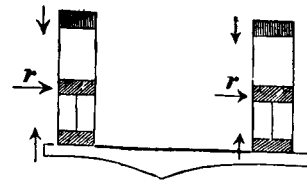
Also ist der Scheitel fest, er kann sich nicht rühren, weder links noch rechts vom angewiesenen Platze. Das ist in so hohem Grade wahr, dass der Stemm balken im Scheitelpunkte M einen vorsätzlichen, construirten Winkel an sich haben kann, ohne dass eine seitliche Bewegung möglich ist. Denn die Kette mit ihrem Gegenzuge folgt dann demselben Winkel, und das System muss in dieser und jeder gegebenen Lage an dieser Stelle Gleichgewicht halten. Eine Brücke kann in der Draufsicht auf der freien Mitte des Mittelfeldes folgende gebrochene Gestalt haben:



und das System bleibt unverrückt und unverändert am Platz. Das Modell hat in der Draufsicht merklich und sicherlich eine solche gebrochene Figur gebildet, nicht vorsätzlich, sondern rein zufällig in Folge mangelhafter Anarbeitung. Die Brücke wurde nämlich in zwei gleichen Hälften, getrennt in der Scheitelmittle, hergestellt. Nachdem beide Theile fertig waren, für sich stehend, ging's an das Zusammensetzen derselben. Beim Zusammenstosse der Scheitel erwies sich der Gitterbalken einerseits der Bahn länger als auf der andern Seite, und dieser Umstand, der für die Tragsicherheit kein Uebelstand war, zog eine merkliche Brechung der geraden Linie an dieser Stelle nach sich. Die Brechung war nicht etwa so bedeutend und in die Augen springend wie in der oben zerrbildlich gezeichneten Figur, aber sie war doch mit freiem Auge wahrnehmbar, und ist vom Constructeur durch Visi-

rung von einem Ende der Brückenbahn zum andern beobachtet worden.

Jetzt soll noch das obere Balkenband ausser dem Scheitelpunkte ins Auge gefasst werden. Ausser dem Ketten-Scheitel liegt das obere Balkenband allerwärts zwischen zwei Hängestangen so:



Kette.

oberes Balkenband.

unteres Balkenband.

Die Hängestangen sind immer fest gespannt, denn sie übertragen die Last der Balken und der Fahrbahn an die Tragketten. Eine seitlich ausbiegende Kraft r im obern Balkenbande wirksam gedacht, vermehrt sofort die Spannung der Hängestangen und erzeugt in ihnen Verticalkräfte, welche die Kette ab-, das untere Längsband aufwärts drängen, wodurch diese beiden sich einander zu nähern streben. Dass die Annäherung unmöglich ist und warum, leuchtet ein, wenn man die Widerstandskräfte ins Auge fasst, die sich dem entgegenseetzen. Die ganze vorhandene Last gravitirt nach der Lothlinie, und je mehr Last vorhanden, desto grösser die Gravitation im untern Balkenbande, desto intensiver zugleich die Spannung der Kette. Und diese beiden Kräfte wirken hier als Widerstände zu Gunsten der Stabilität des obern Längsbandes.

An dieser Stelle mag es gesagt sein: Wenn ein System constructiv ist, d. h. wenn die Rechnungstheorie desselben mit der Praxis der Lastwirkungen übereinstimmt, so überwindet die Correctheit der Construction die Mängel der Ausführung, während umgekehrt die fleissigste Anarbeitung einem Systeme die Constructivität nicht beibringen kann, welche ihm innerlich und principiell abgeht. Diese Erfahrung hat der Constructeur bei seiner Modellbrücke gelegentlich der Belastungsprobe bestätigt gefunden. —

Die Punkte bei der Modellconstruction liegt in der Umgehung des Verankerungsapparates gewöhnlicher Kettenbrücken. Mit dieser Anordnung steht und fällt das System. In der Brochure „Die Eisenconstructions für Brücken und Dachstühle“ hat der Constructeur auf Seite 22 und Blatt 7 eine steife Kettenbrücke behandelt, deren Kettenverankerung eine gewöhnliche longitudinale ist, und bei welcher die Kette durch einen lediglichen Geländerbalken versteift ist, der weder ein Sprengwerk involvrt, um einen Theil der Last auf sich zu nehmen, noch vom Kettenzuge in Anspruch genommen wird. Dieses System hat dort unter dem Namen des Geländerbalkensystems seinen Platz gefunden. Beide Systeme, das Geländerbalkensystem und das hier in Rede stehende Stemm balkensystem, so ähnlich sie äusserlich einander sind, schliessen principiell sich gegenseitig aus. Eine Combination beider, d. i. eine derartige Anordnung der Landpfeiler, dass diese auch einen Theil des horizontalen Kettenzuges aufnehmen könnten, damit die Tragitter von demselben weniger beansprucht würden, wäre vom Uebel. Man würde ein System schaffen, welches durch die Einflüsse des Temperaturwechsels beständig zu leiden hätte. Bei steigen-

der Wärme müsste der ganze Kettenzug auf die Tragitter fallen, bei zunehmender Kälte müsste ihn die Longitudinalverankerung allein aufnehmen, und würden ausserdem anderweitige gefährliche Irritationen im System eintreten müssen, die den Bestand derselben vorzeitig untergraben könnten. Man hätte zwei Systeme in einer Brücke, das eine System im Sommer thätig, das andere thätig im Winter; zwei Systeme, die im günstigsten Falle nur bei der mittleren Temperatur, wenn sie als bei dieser montirt angenommen werden, gemeinschaftlich mit einander tragen können.

Wenn also Herr Professor Rebhann die Meinung ausspricht, dass es unter Umständen kaum zu vermeiden sein dürfte, eine Combination der Art anzuwenden, so dürfte nach dieser Erwägung kaum Jemand sein, der diese Meinung theilt. —

Was noch weiter bemerkt wurde, dass nämlich die Reibung und Adhäsion an den Verbindungsstellen in einem Modelle günstiger wirken sollen als bei dem naturgrossen Objecte, so erscheint dieser Factor als nichtig und nicht erwähnenswerth, wenn man bedenkt, wie klein die Eigenlast der Construction im Vergleiche zur künstlichen Belastung ist, und wie verschwindend die Reibung und Adhäsion dieser kleinen Constructionsmasse sein müsse. Wenn schon die Reibung der Einzeltheile an den Verbindungsstellen etwas zu bedeuten haben soll, so könnte diess eher beim naturgrossen Objecte der Fall sein, wo die zufällige bewegliche Belastung nur etwa das zweifache Uebergewicht über die beständige ruhige Constructionslast besitzt, während beim Modell die künstliche und variable Belastung wohl das 20 — 30fache beträgt, wie das bei der Belastung meines Modells zu sehen war, wo die Gewichte 24 Ctr. betrugen, während die Eisenconstruction selbst kaum 1 Ctr. wog. Wäre also das Moment der Reibung bei der Beurtheilung der Tragfähigkeit des Systems irgend erwähnenswerth, so müsste es bei der naturgrossen Brücke sein. —

Dass manche Stücke, namentlich die Gussbänder, an meinem Modell stärker angefertigt waren, als sie nach dem verjüngten Maassstabe hätten werden sollen, ist wahr. Allein was würden alle stärkeren Theile bei der Construction nützen und helfen, wenn ein einziges Glied neben denselben zu schwach bemessen wäre, und überansprucht würde und risse? Das eine oder das andere Glied der Construction stärker zu machen, das ist dem Constructeur im Kleinen wie im Grossen erlaubt, aber er solle sich hüten, auch nur ein einziges Glied derselben zu schwach zu bemessen, weil dieses den Bestand der ganzen Brücke gefährden kann. Was übrigens die stärker gehaltenen Gussbänder an meinem Modelle betrifft, so hatten sie an den verschwächten Stellen der Zusammenfügung zweier Stücke just die nöthige effective Querschnittsstärke.

Auch das ist richtig, dass die gusseisernen Längsbänder in den Gitterbalken des Modells aus Gliedern von 3 Schuh Länge, äquivalent mit 10 Klaftern Naturgrösse, bestanden. Weniger richtig ist die daran geknüpfte Folgerung, dass die Modellconstruction darum im Vortheile gegen eine Ausführung im Grossen sein sollte. Denn es ist für die Widerstandsfähigkeit eines Gussbalkens, der auf Pressung in Anspruch genommen wird, ganz gleich, aus wie viel Stücken

er der Länge nach zusammengesetzt ist, wenn nur die Zusammenfügung, der stumpfe Stoss, so solid hergestellt ist, als er in der grossen Praxis hergestellt werden kann, und wenn nur durch gehörige seitliche, an jedem Stoss eingreifende Verstreibungen gegen polygon- oder schlagenförmiges Ausbauchen oder Verbiegen nach der Seite vorgesorgt ist. Und wie dann, wenn ich den Gitterbalken im Grossen von Blech construiren und die Blechtheile mit Nieten verbinde? dann besteht mein Balken aus einem einzigen Stücke von der Länge der ganzen Brücke oder des Brückenfeldes. Aendert das etwa mein System? Beruht das Wesen meiner Construction auf der Darstellung einiger Details im Modelle? Mein System will seinem Geiste und seiner Theorie nach erfasst, beurtheilt und gewürdigt sein. In den Details der Construction kommt nichts Neues vor, und diese können sämmtlich in hergebrachter Weise gemacht werden; und es kommt hiebei dem Constructeur zu Statten, dass er eine Festigkeitstheorie vor sich hat, welche ihn in den Stand setzt, jedes einzelne Glied an jeder Stelle der Construction bezüglich seiner Stärke genau zu berechnen und zu bemessen.

Mein System besteht aus zwei Constructionstheilen: aus einem Balken und aus einer Kette, die an den Enden zusammenhängen und behufs der Communicirung der Lastwirkungen daselbst ineinandergreifen, während beide Theile überdiess der ganzen Länge nach durch die Hängstangen der Kette mit einander verbunden sind.

Wie der Balken und wie die Kette weiter ins Detail construirt sind, das ist nebensächlich für die Beurtheilung der Güte des Systems. Je nach der engeren oder weiteren Auffassung dieses im Grunde so einfachen und klaren Constructionssystems, und nach dem grössern oder geringeren Verständniss ist denn auch das Urtheil über die Sache verschieden ausgefallen und es ist durchaus keinem Missverständnisse zuzuschreiben, wenn ein Kenner und Fachmann in der hiesigen Waldheim'schen Illustrierten Wochenschrift die mitbeobachteten Resultate der vorgenommenen Betastungsprobe befriedigend gefunden hat. Derselbe hat eben das System beurtheilt und den Geist der Sache über den Buchstaben gesetzt.

Wenn der Herr Verfasser der in Gegenwärtigem fortgesetzt und vervollständigten „Notizen“ ein Mehreres über das Wesen und die Pointe der Construction, wie auch über die theoretische Begründung und Berechnung des Systems lesen wollte, so möchte ich ihn auf die 2. Auflage meines Buches der Eisenconstructionen für Brücken und Dachstühle verweisen, wo er das Nähere hierüber bis ins Detail nachgewiesen findet. Es dürfte seine Pflicht sein, jenes Buch zu widerlegen — denn es ist bereits in vielen hundert Exemplaren vorbereitet und hat noch keine ungünstige Beurtheilung erfahren, welche das „ungünstige Resultat“ der Belastungsprobe des Modells als aus der Mangelhaftigkeit des Systems hervorgehend erwiese — also ist es ein verdienstliches Werk, dasselbe zu widerlegen, wenn es Irrthümer enthält.

Ich habe zum Schlusse noch eine Bemerkung zu machen, zu welcher mich der Ausspruch des Herrn Professors Rebhann bringt, dass es wohl die (von ihm so gestempelten) ungünstigen Resultate der Belastungsprobe sein möchten, wesswegen das Modell, der ursprünglichen Absicht entgegen, nicht

nach London geschickt worden sei. Offen und ehrlich gestanden: es war der Kostenpunct, die Auslage für den Transport und die Reise, die ich dann auch hätte machen müssen, was mich erst in der letzten Stunde abgehalten hat, meinen Lieblingsplan auszuführen. Was mich diesen hingegen sehr schwer aufgeben liess, das war der Gedanke an die unvollkommene Anerkennung meines Systems durch Herrn Professor Rebhann bei Gelegenheit und aus Anlass der Lastproben, und die Hoffnung, dass ich im practischen England mit meiner Erfindung und Construction einer zeitgemässen steifen Kettenbrücke mehr Anklang hätte finden können, als in der Heimat, wo ich eingedenk sein muss des traurigen Wahrspruchs: in patria nemo propheta.

Zeitungsschau.

Berg- und Hüttenwesen.

Ueber die relative Schmelzbarkeit der Silicate des Eisens, Kalkes, der Magnesia und Thonerde hat Dr. C. Bischof Versuche abgeführt, indem er die verschiedenen, nach den chemischen Formeln gebildeten Singulo-, Bi- und Tri-Silicate verschiedenen Temperaturen, u. z. von der dunklen Rothglühhitze bis zur gesteigerten Gussstahl-Schmelzhitze ausgesetzt hat, wobei er zu nachstehenden Resultaten gelangt ist: Am leichtflüssigsten sind die Eisensilicate, u. z. das Singulo- und Bi-Silicat, wovon letzteres unbedeutend strengflüssiger als ersteres ist.

Merklich strengflüssiger sind die Kalksilicate, worunter das Bisilicat wohl das leichtflüssigere und das Trisilicat wohl das strengflüssigste ist.

Wesentlich am strengflüssigsten sind die Magnesia- und Thonerde-Silicate, bei denen im Allgemeinen die Strengflüssigkeit mit der Zunahme der Kieselsäure wächst.

Ueberhaupt sind die Trisilicate stets merklich strengflüssiger als die Singulo- und Bi-Silicate.

Das Eisen-Trisilicat ist strengflüssiger als selbst die beiden ersten Kalksilicate, wiewohl die beiden ersten Eisensilicate wesentlich leichtflüssiger als die Kalksilicate überhaupt sind. Das Eisen-Trisilicat ist sogar etwas strengflüssiger als das Kalk-Trisilicat.

Für die Praxis geht daraus in Hinsicht der Beschickung hervor:

1. dass die Bildung von Trisilicaten stets zu vermeiden ist;
2. dass den beiden Eisensilicaten bezüglich der leichteren Schmelzbarkeit unbedingt der Vorzug vor allen übrigen zu geben ist;
3. dass die Kalksilicate, welche in der Mitte stehen, wesentlich leichtflüssigere Schlacken geben, als die Magnesia- und Thonerde-Silicate.

Um das gegenseitige Verhalten verschiedener Silicate hinsichtlich ihrer Schmelzbarkeit kennen zu lernen, wurde das Eisen-Singulo-Silicat mit dem ein-, zwei- und dreifachen Volumen von feuerfestem Thon versetzt. Am leichtesten schmolz das mit der einfachen Menge Thon versetzte Eisen-Singulo-Silicat.

Analog verhielt sich das Kalk-Singulo-Silicat, nur ist hiebei der Schmelzpunct ein beträchtlich höherer.

Aus diesen letzten Versuchen ergab sich ferner, dass die Strengflüssigkeit eines Thones, und selbst eine mehrfache Menge desselben durch die Singulo-Silicate des Eisens und Kalkes beeinträchtigt wird. (Dingler's polyt. Journ. CLXV, Heft 5.)

A. E.

Verfahren zum Rösten des mit Schwefelkies gemengten Kupferkieses behufs der Schwefelsäure-Fabrikation. — Dieses von P. Spence in England patentirte Verfahren besteht darin, dass man die mit Schwefelkies gemengten Kupferkiese von Cornwallis der Rösthitze aussetzt, während sie von einem Ende des Ofens zum anderen geschoben werden, wobei ein Luftstrom in der entgegengesetzten Richtung über sie hinzieht; der hiezu dienende Ofen hat eine beträchtliche Länge (450') und ist mit mehreren Thürnen versehen (12), um die Werkzeuge zum Verschieben des Erzes einführen zu können.

Der Herd des Ofens ist aus feuerfestem Material hergestellt, und wird

durch die Flamme, — welche aus dem Feuerungsraum durch mehrere Canäle unter dem Herde gegen den Fuchs streicht — erhitzt.

Das Eintragen des Erzes beginnt durch die dem Feuerungsraum am entferntesten gelegene Thür; das Erz — in 2 bis 3" dicken Lagen ausgebreitet — verweilt etwa 1 Stunde an dieser Stelle und wird sodann zur nächsten Thür geschoben, während die leer gewordene Stelle mit rohem Erz beschickt wird.

So werden die einzelnen Erz-Partien in der Richtung gegen den Feuerungsraum immer weiter gerückt, bis dieselben das Ende des Ofens erreicht haben und durch eine in der Ofenmauer angebrachte Oeffnung (welche auch den Luftzutritt zu dem erhitzten Erz vermittelt) in einen Behälter ausgezogen werden. Die gebildete schwefelige Säure wird durch einen Canal in die Bleikammern geleitet.

Das geröstete Erz wird nach einer von P. Spence patentirten Methode behufs Kupfergewinnung ausgelaut.

Bei diesem Röstverfahren wirkt die Hitze auf eine ausgebreitete Erzmasse; sie wird bei den näher zum Feuerungsraum gerückten Erzposten also gegen das Ende der Operation gesteigert und durch die Verbrennung des ausgetriebenen Schwefels verstärkt.

Während bisher in den gerösteten Kiesen 8 — 10% des Schwefelgehalts zurückblieben, gelang es dem Patentträger diesen Rückstand auf 2 Pct. herabzubringen. Dingl. p. J. CLXIV 2. Juniheft. nach Repert. of Patent-Inventions. 1862.

A. E.

Ueber die hüttenmännische Bestimmung des Kupfers in seinen Erzen. — Dr. Fried. Mohr theilt ein Verfahren mit, wornach die Bestimmung des Kupfers in seinen Erzen verlässlicher und einfacher erfolgen kann. Dasselbe beruht auf der Trennung des schwefelsauren Kupferoxyds von den bei diesem Verfahren gebildeten unlöslichen Verbindungen, und Fällung des Kupfers aus seiner Lösung durch metallisches Zink.

5 oder 10 Gramme des Erzes werden in einer Porzellanschale mit Schwefelsäure und Salpetersäure versetzt, eingedampft und geglüht. Aus der geglühten Masse wird das schwefelsaure Kupferoxyd durch Kochen mit Wasser aufgenommen, während der grösste Theil des Eisens, sowie etwa vorhandenes Blei, Antimon und Zinn, (welch' Letztere die Probe durch Fällung mit Zink beirren würden) ungelöst zurückbleibt.

Die durch Filtration erhaltene Lösung wird mit Salzsäure angesäuert, mit Zink versetzt, und das gefällte Kupfer ausgewaschen, getrocknet und gewogen.

Der Vorzug dieser empfohlenen Methode liegt darin, dass man alle Kupfererze ohne eine vorläufige Untersuchung ihrer Zusammensetzung nach derselben Methode aufschliessen kann, und dass alle vom Kupfer schwierig trennbaren Metalle, welche vorkommen können, entweder durch den Gang der Vorbereitung entfernt werden (Blei, Zinn, Antimon), oder dass sie auf das Resultat keinen Einfluss haben (Zink, Eisen, Kobalt, Nickel). (Dingler's polyt. Journ. CLXIV. 2. Juni-Heft.)

A. E.

Neues Probirverfahren für Zinnerze. — Aermere Zinnerze werden gegenwärtig in Cornwallis nur auf den Gehalt von Zinnoxid, Zinnstein, mit dem Sichertroge untersucht, reiche Zinnerze hingegen auf trockenem Wege auf den Metallhalt probirt. Moissenet schlägt eine Probirmethode vor, nach welcher der Zinnstein, ohne Mitschmelzens der Gangarten, reducirt, die Anwendung des Rivot'schen Wasserstoffapparates, behufs Reducirung grösserer Massen armer Erze ohne vorherige Pulverisirung, vermieden, die Trennung des Zinnes vom Eisen mittelst Schwefelwasserstoffs und Ammoniumsulfhydrats, umgangen und das Zinn in metallischem Zustande erhalten wird.

Diese Methode zerfällt in die Behandlung des Zinnerzes mit Königswasser, Reinigung des Erzes, Reduction des Zinnsteins bei Gegenwart von überschüssigem Kohlenstoff, Auflösung der erhaltenen Metallkörner in Chlorwasserstoffsäure, Fällung des Zinnes mit Zink und Schmelzen des gefällten Zinnes im Porzellantiegel und einem Stearinsäurebade. (Allg. B. u. H. Ztg. Nr. 7. 1862.)

—w—

Cementstahl. — W. C. Newton liess sich in England das zuerst von Caron vorgeschlagene Verfahren zur Cementstahl-Fabrikation patentiren. Nach Caron's Theorie wird beim Cementiren nach dem üblichen Verfahren die Stahlbildung stets mittelst eines Cyanürs bewerkstelligt, welches die Kohle in chemisch gebundenem Zustande bis in die Poren des Schmiedeisens einführt. Das Cyanür bildet sich in den Cementirkästen von selbst durch die gegenseitige Einwirkung von Kohle,

des Stickstoffs aus der Luft und der immer vorhandenen Alkalien (Ammoniak, Kali und Natron). Da nun die Wirkung der gewöhnlichen Cementmittel wegen ihrer Flüchtigkeit zum Nachtheile des Processes nur eine momentane ist, wird nach dem patentirten Verfahren Witherit (kohlensaurer Baryt) angewendet. Wenn dieser mit Kohle bei Rothglühhitze in Berührung kommt, entsteht Aetzbaryt, der mit Beihilfe von Luft theilweise in Cyanbaryum verwandelt wird, welches weit weniger flüchtig ist, als die oben gedachten Cyanüre.

Bei der Ausführung füllt man die Kästen des Cementirofens mit einer Mischung von pulverisirter Kohle mit höchstens 50% pulverisirtem Witherit und erhitzt bis zum hellen Rothglühen. Man öffnet sodann das eine Ende der Kästen und bringt die Eisenstäbe zwischen das Cementirpulver. Wenn die Stäbe bis zu dem gewünschten Grade von Kohlun gelangt sind, was man durch Proben erfährt, werden sie durch die äussere Oeffnung der Kästen herausgezogen, worauf man sogleich zu einer neuen Füllung schreitet; die verzehrte Kohle muss nach Bedarf ersetzt werden. Dadurch, dass die Cmentation kürzere Zeit dauert und der Betrieb des Ofens continuirlich, ohne ihn abzukühlen vor sich geht, erspart man an Brennmaterial. Ein anderer Vortheil besteht darin, dass man mit einem sich fast nicht erschöpfenden Cementmittel arbeitet. 100 Kilogramme Witherit kosten in Paris 4 bis 5 Francs. (Pol. Centr. 1862, 6. Lief.) M. L.

Zusammensetzung des Eisens. — Minary und Resal wollen gefunden haben, dass das weisse Roheisen, welches krystallinisch und blättrig ist, ein Gemisch von gekohltem und oxydirtem Eisen sei, worin der Sauerstoff und Kohlenstoff beiläufig im Verhältnisse ihrer Aequivalente enthalten seien. In dem weissen, körnigen und sehr porösen Roheisen sei das Verhältniss des Eisenoxys grösser als in dem vorerwähnten. Auch in gewissen Stabeisensorten, insbesondere den nach Bessemer's Verfahren erhaltenen, soll Sauerstoff enthalten sein. (Compt. rend. durch D. p. J. 1862, 1. Märzheft.) M. L.

Schweissofen mit Gebläsewind (Unterwind). — Nach Erfahrungen auf den Hütten zu Hörde und Lendersdorf theilte Commerzienrath L. Hösch im technischen Vereine für Eisenhüttenwesen zu Düsseldorf mit, dass bei dieser Betriebsweise, welche durch Oberingenieur Daalen zu Hörde zuerst eingeführt wurde, eben daselbst die Ofenproduction um 20 — 25% erhöht, der Kohlenverbrauch bei Verwendung schlechterer Kohlen um 22% vermindert, der Aufwand an Roststäben um 33% herabgesetzt wurde, und die Schweissung als eine vollkommene und bessere sich darstellte, wobei die Fortschaffung der Schlacken und Asche keine Betriebsunterbrechung verursachte. In Lendersdorf gab diese Betriebsart eine erhöhte Ofenproduction um 10 — 15%, machte den früheren Zusatz von 30% Stückkohlen entbehrlich, dagegen ein erhöhter Grieskohlenverbrauch (um 8% der früher verwendeten Kohlen) eintrat; die Ersparung an Roststäben betrug per Ofen und Jahr 160 Thlr. und die weiteren technischen Vortheile wurden gleich wie in Hörde beobachtet.

Der Grund dieser Erscheinungen liegt hauptsächlich in der Kühlung der Roststäbe, in der vollkommeneren Ausnützung des Brennstoffes und in der Verhinderung des Eintrittes kalter Luft durch die Arbeitsthüre. Diese Einrichtung bewährt sich demnach im Allgemeinen, ungeachtet der nothwendigen Beschaffung von Gebläsen, derart, dass das verwendete Anlage-Capital nach Verlauf von 6 Monaten amortisirt sein soll. Die Erscheinung, dass bei in dieser Weise zugestellten Schweissöfen in den hinter denselben liegenden Dampfkesseln eine erhöhte Dampfentwicklung beobachtet wird, bestätigt, dass eine grössere Menge unverbrennter Gase noch entweicht, wodurch erwiesen scheint, dass der Gebläsewind die leichteren und wirksamsten Gase mehr in die Höhe treibt. Bisher wurden in der Construction dieser Schweissöfen, mit Ausnahme des Tieferlegens der Roste um 3 Zoll, keine Aenderungen vorgenommen, jedoch wird nebenbei bemerkt, dass sie möglichst grosse Windcanäle erfordern. Bei den Puddelöfen haben die an den obenbenannten Hütten und in Frankreich ausgeführten Versuche keine günstigen Resultate ergeben. (Allg. b. u. H. Z. Nr. 2.) —1.—

Maschinenwesen.

Dampfkesselrevisionen in England. — Im Jahre 1854 wurde in Manchester eine Gesellschaft zum Zwecke der Verhütung von Dampfkesselexplosionen unter dem Namen „Association for the prevention

of steam-boiler-explosions“ gegründet, welche im Jahre 1861 bereits 430 Mitglieder mit 1454 Dampfkesseln zählte, und ausser Manchester die ganze industrielle Umgegend von Leeds bis Liverpool und von Preston bis Sheffield umfasste.

An der Spitze der Gesellschaft als Präsident des ausführenden Comité's steht William Fairbairn, und für die viermal im Jahre vorzunehmenden Revisionen ist ein Oberingenieur mit mehreren Inspectoren angestellt, wovon ersterer einmal jährlich die Inspection vornehmen muss.

Dem Wunsche des Besitzers entsprechend wird eine bloss äussere oder eine vollständige Untersuchung vorgenommen.

In Folgendem wird hier ein Auszug aus dem Berichte des Oberingenieurs an das ausführende Comité der Gesellschaft für das Jahr 1861 gegeben:

Im gefährlichen Zustande wurden befunden:

wegen Bruch in den Platten und Winkelleisen . . .	6 Kessel
„ Verrostung	21 „
„ mangelhafter Sicherheitsventile	5 „
„ fehlender „	4 „
„ mangelhafter Abblaseapparate	7 „
„ Beschädigung durch Wassermangel	9 „

Brüche von Blechplatten und Winkelleisen. Die vorkommenden Fälle haben fast durchgängig ihren Grund in der ungleichmässigen Ausdehnung der Kesseltheile, der Bruch erfolgt meistens bei langen Kesseln mit zwei inneren Feuerröhren in der Mitte der untern Platten, besonders wenn dort das Speisewasser nicht gehörig vorgewärmt eintritt, der Raum zwischen Kesselwandungen und Feuerröhren zu eng, und der Feuerzug zuletzt unter den Kessel geführt ist.

Die Brüche in den Winkelleisen kommen meistens beim Anschluss der Feuerröhren an die Kesselwandung vor.

Brüche der Platten durch Ueberhitzung sind selten, und leicht kenntlich.

Verrostung. Die Verrostung der Bleche von innen hat stets in der Speisewasserbeschaffenheit ihren Grund, und ist namentlich bei nicht sehr sorgfältig hergestellten Kesseln sehr nachtheilig. Gestützt auf vorgenommene Analysen wurde dagegen Soda mit Erfolg angewendet. Der äussere Rost entsteht durch Undichtigkeiten bei den Stössen und Nieten, und wirkt besonders dann sehr zerstörend, wenn der durchgehende Dampf oder das Wasser vom Mauerwerk zurückgehalten wird. Die Kessel mit einer den untern Feuerzug theilenden, gemauerten Zunge (mid feather) rosten daher sehr leicht.

Sicherheitsventile. Dieselben sollen dem Heitzer sichtbar sein; die Anwendung eines Verschlusskastens ist schon deshalb nicht rathsam, da der daselbst condensirte Dampf ein Rosten des Kessels bewirkt.

Abblasevorrichtungen. Diese sind für die Erhaltung des Kessels sehr wichtig, sie sollen daher bequem und gefahrlos gehandhabt werden können, und ein genügend weites Abflussrohr besitzen, damit das Kesselmauerwerk nicht vom Wasser durchdrungen werde.

Speisevorrichtungen. Die Ventile, die mittelst einer Schraubenspindel gegen den Druck des Speisewassers geöffnet werden, sind gefährlich, da bei etwa vorkommenden Spindelbruch der Kessel von der Speiseröhre abgeschlossen ist; man wende daher stellbare Gegendruckventile an. Am besten ist es, wenn sie am Kopfende des Kessels angebracht werden, weil da der Heitzer das Schlagen des Ventils hört.

Wasserstandgläser. Es sollen immer zwei Wasserstandgläser vorhanden sein. Eine neu erfundene Vorrichtung zum Erleuchten oder Besehen des inneren Kesselraumes ist sehr zu empfehlen.

Beschädigungen durch Wassermangel. Diese entstanden entweder durch unvorsichtige Kesselwartung, oder durch Schadhaflichkeit des Abblasezapfens, oder aber durch Mangel eines Wasserstandanzeigers.

Kessel mit innerer Heizung sollen in ihrem Betriebe durchaus nicht gefährlicher als die von unten geheizten sein.

Kesselsteinbildung. Das wirksamste Gegenmittel ist ein regelmässiges Abblasen des Kessels, welches mehrmals täglich, wenn die Maschine steht und das Kesselwasser zur Ruhe gekommen ist, vorgenommen wird. Doch genügt bei starker Kesselsteinbildung eine einzige Abblaseöffnung nicht, sondern es müssen dann mehrere, am Kesselboden vertheilte Oeffnungen vorhanden sein, wozu sich ein durchlöcherter, der ganzen Kessellänge nach angebrachtes Rohr sehr gut eignet.

Bei kalkhaltigem Speisewasser hat sich ein Zusatz von Soda bewährt.

Construction der Kessel. Die Feuerröhren sind durch Winkelisen und Flantschen gehörig zu verstärken. Grosse oder viele kleine rasch aufeinander folgende Oeffnungen sollen vermieden werden. Man geht daher von grossen Dampfdomen ab, und wendet anstatt ihrer ein durchlöcherter Dampfrohr im Innern des Kessels an.

Explosionen. Im Bereiche der Gesellschaft explodirte in dem Beobachtungsjahre kein Kessel. In England wurden in diesem Jahre 20 Explosionen bekannt, und so weit sie von dem Oberingenieur der Gesellschaft untersucht wurden, erfolgten dieselben bei zweien durch äusseren, bei einem durch innern Rost, bei einem wurde der gefährliche Kesselzustand nicht beachtet, ferner war eine Explosion in Folge der zu grossen Oeffnungen für den Dampfdom und das Mannsloch, und zwei durch das Zusammenklappen der nicht gehörig verstärkten inneren Feuerröhren entstanden.

Dampfmaschinen. Die Anwendung von Cyliindermänteln (steam-jackets) wird sehr empfohlen, desgleichen die Anwendung von überhitztem Dampf, indem hiedurch eine Brennmaterialersparniss von 30%, bei Mitbewandlung von Cyliindermänteln selbst bis 50% erreicht werden soll. Es wird angegeben, dass es zweckmässig sei, den Dampf um 100 Grad über seine Temperatur zu überhitzen.

In jüngster Zeit hat sich nun auch in London eine ähnliche Gesellschaft, nach dem Muster der vorgenannten, gebildet.

Die zu entrichtenden Beträge belaufen sich, je nachdem 10 oder bloss ein Kessel vorhanden ist, jährlich auf 6 fl. 50 kr. bis 10 fl. Oest. Wkr. pr. Kessel. (Erbkam's Zeitschrift für Bauwesen 1862.)

Shs.

Verhandlungen des Vereins.

Versammlung der Abtheilung für Berg- und Hüttenwesen am 2. April 1862.

Vorsitzender: Der Vorstand-Stellvertreter Herr k. k. Sectionsrath P. Rittinger.

Herr Inspector C. Szabo zeigte eine neue Fangvorrichtung für Förderschalen im Modelle vor, welche von den Bergwerks-Ingenieuren des Herrn H. Drasche construirt wurde, und sich vor vielen ähnlichen Vorrichtungen in mehrfacher Hinsicht vorthellhaft auszeichnet.

Diese Fangvorrichtung besteht im Wesentlichen aus 4 Holzkeilen, welche je zwei jede der beiden Führungslatten umfassen, an der inneren Seite mit eisernen Stacheln besetzt sind, und mit denselben beim Bruche des Förderseiles durch eine Feder an die Führungsplatte angetrieben werden. Die Construction dieser Fangvorrichtung ist aus Blatt Nr. 28 zu ersehen.

Es bezeichnen:

α Leitgestänge aus Lerchenholz, dem Schachte entlang an den Eisenstrichen der beiden Treibabtheilungen zur Führung des Förder-Apparates eingebaut.

A Die obere,

B die untere Rahme des Korbes: beide aus Eichenholz.

C Die hölzernen Kreuzbänder, wodurch die Rahmen A und B an den Seiten und

D Eisenstangen, wodurch sie in den 4 Ecken des Apparates mit einander verbunden sind; α Oesen an den Stangen D zum Einhängen der Schurzketten.

E auf der unteren Rahme durch Schrauben befestigte Schienen mit quadratischem Querschnitte, worauf die Förderkette von den beim Schachte mündenden Gruben und Tageisenbahnen aus auf der einen Seite in den Korb eingeführt und auf der anderen aus diesem auf jene herausgeschoben werden.

F Schlitz, auf der Vor- und Rückseite des Apparates durch an die Stangen D angeschraubte, geeignet gebogene Eisenschienen gebildet.

G Flacheisenstäbe, die in den Schlitz F auf und ab beweglich sind, und dazu dienen, das Herauslaufen des in dem Korb befindlichen Hundes zu verhindern,

H mit der Rahme A fest verbunden, darüber herausragende Querhölzer, deren Entfernung von einander mit der Dicke des Leitgestänges α correspondirt. Dieselben bilden die oberen, hingegen

I die aus Flacheisen angefertigten und an die Kreuzbänder ange-

schraubten — unteren Führungen des Apparates für dessen auf- und abgehende Bewegung im Schachte,

K Keile aus Eichenholz, mit Eisen beschlagen und an der dem Leitgestänge zugewendeten Fläche mit eisernen Spitzen versehen,

L mit den Keilen verbundene Führungstangen aus Rundeisen

M an der unteren Rahme befestigte Querhölzer, welche auf der inneren Seite b ihrer über die Rahme herausragenden Enden correspondirend der schiefen Fläche der Keile K zugerichtet und mit Löchern c versehen sind, die parallel der schrägen Fläche b durchbohrt zur Aufnahme der darin auf und ab beweglichen Führungstange L dienen.

N Zugstangen aus Rundeisen.

O an den Kreuzbändern befestigte Führungen derselben.

P Hebel aus zwei durch Querstangen d mit einander verbundenen Flachstäben gebildet, und um die auf der oberen Rahme befestigte horizontale Axe l drehbar.

Q Gelenke, mittelst welcher die Führungstangen L mit den Zugstangen N und

R Gelenke, durch welche die Zugstangen N mit den Hebeln P verbunden sind.

S Bleigewichte an den Hebelenden f zur Aequilibrirung der an dem anderen Ende g hangenden Gestänge und Keile.

T an der oberen Rahme befestigte und auf das Hebelende f drückende Stahlfedern.

Z Ketten an den Hebelenden f , die auf gleiche Weise wie die Schurzketten mit dem Treibseile verbunden sind.

Das Spiel des Apparates ist folgendes:

Bei stattfindender Spannung des Treibseiles werden die Hebelenden f mittelst der Ketten Z in die Höhe gezogen, und daher die Kette K durch die Gelenke und Stangen R, N, Q, L nach abwärts geschoben, zugleich aber — da diese Bewegung parallel der schiefen Fläche b vor sich geht — von dem Leitgestänge α entfernt, so dass der Förderungs-Apparat sich ungehindert auf- und abbewegen kann.

Erfolgt jedoch ein Seilbruch, so werden die Hebel P bei f durch die Federn T niedergedrückt, daher die Keile K gehoben und zwischen das Leitgestänge α und die Enden der Querhölzer M hineingetrieben. Die dadurch zwischen den Keilen und dem Leitgestänge verursachte Reibung bewirkt ein fast augenblickliches Aufhalten jeder weiteren Bewegung des Förder-Apparates, und diess um so mehr, als sie durch die an den Keilen angebrachten Spitzen wesentlich erhöht und gewissermaassen schneller zur Wirksamkeit gebracht wird. Die Reibung ist aber natürlicherweise desto stärker, und daher der Erfolg um so sicherer, je schwerer der Apparat oder je grösser die Belastung desselben ist.

Gegen zwanzig Seilbrüche haben die vollkommene Sicherheit dieser Vorrichtung bereits dargethan; das tiefste Fallen der mit 14 — 15 Centner belasteten Schale betrug 7 Zoll. Dabei werden die Führungslatten weit weniger beschädigt als bei den meisten ähnlichen Vorrichtungen: der ganze Fangapparat ist leicht zu überwachen, und kann — was oft sehr wichtig ist — in jeder einfachen Werkschmiede hergestellt werden.

Herr k. k. Sectionsrath P. Rittinger hielt einen Vortrag über die Einrichtung der im Jahre 1859 neu organisirten Bergakademie zu Madrid (nach einer Mittheilung von A. Nöggerath in der preussischen Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen, Jahrg. 1861), indem er dieselbe zugleich mit den neueren Einrichtungen österreichischer Bergakademien, sowie mit den analogen Anstalten zu London, Paris, Berlin und Petersburg verglich.

Die spanische Bergakademie hat ihren Sitz in der Reichshauptstadt Madrid, ziemlich weit entfernt von jedem Bergwerke. Sie zählt fünf Jahrgänge, wovon die drei ersten den vorbereitenden Wissenschaften gewidmet sind; zum Eintritte wird eine Vorbildung gefordert, welche beiläufig jener eines absolvirten Oberrealschülers in Oesterreich gleichkommt. Jeder Jahrgang besteht aus einem theoretischen Course von acht Monaten und einem practischen von zwei Monaten, welcher letztere auf Uebungen im Laboratorium und im freien Felde, dann auf den Besuch verschiedener Etablissements verwendet wird.

Die vorgetragenen Gegenstände sind im Wesentlichen dieselben wie bei uns; auffallend ist der obligate Unterricht in der deutschen Sprache durch zwei volle Jahrgänge; die Kenntniss der französischen Sprache wird als selbstverständlich vorausgesetzt.

In der Mitte und am Ende eines jeden Jahrganges werden Prüfungen gehalten, ausserdem am Schlusse der fünf Jahrgänge eine Generalprüfung. Der Besuch der Collegien wird sehr streng überwacht; fünfmaliges Ausbleiben oder, 10maliges Zuspätkommen oder selbst dreissigmalige Verhinderung durch Krankheit haben den Verlust des Jahresurses zur Folge. Nach gut absolvirtem dritten Jahrgang erhält der Schüler eine Unterstützung von 5000 Realen (531 Gulden) jährlich bis zu seiner Anstellung und nach dem Schlusseramen den Titel „Bergwerks-Ingenieur.“

Das Personale der Akademie, welche dormalen 60 Schüler zählt, besteht aus 1 Director, 10 Professoren, 3 Assistenten, 2 Lehrern und mehreren Verwaltungsbeamten und Dienern; die Professoren müssen vorher durch 6 Jahre, und die Assistenten durch 2 Jahre practische Dienste geleistet haben. In den Ferien werden die Professoren zum Besuche fremder Bergwerke und Anstalten auf Reisen geschickt.

Wir bedauern die zahlreichen interessanten Vergleichen mit den Einrichtungen der österreichischen Bergakademien, zu welchen dieser Vortrag Anlass bot, mit Rücksicht auf den hier gebotenen Raum nicht ausführlicher mittheilen zu können.

Berghauptmann F. M. Friese theilte die von dem k. k. Bergrathe M. Moschitz zu Rohnitz eingeführte höchst zweckmässige Einrichtung der Gedinglöhner für Puddelarbeiter mit, bei welcher die Löhner nicht bloss nach der Menge der erzeugten Producte allein, sondern zugleich mit Rücksicht auf den bei der Arbeit stattgehabten Eisenabbrand und Kohlenverbrauch berechnet wird; eine Einrichtung, welche jedenfalls als ein wesentlicher Fortschritt bezeichnet werden muss, und seither bereits von einigen Privateisenwerken nachgeahmt wurde.

Im Jahre 1859 wurde bei dem k. k. Puddelofenwerk zu Quatimech bei Ronitz in Nieder-Ungarn nachstehende sogenannte „Aemulationstabelle“ beim Puddelofenbetriebe in Ausübung gebracht.

Die Puddlingsarbeiter erhielten:

1. an relativem Gedinglohn für Einen Centner ganz tadelloser Luppen:

Bei einem Eisenverbrande per Centner Rohschienen von:							
Bei einem Holzaufwande von			12%	11%	10%	9%	8%
	Cubicschuh	Naukreuzer					
		9	14	15,75	17,5	19,25	21,0
		8	15,75	17,5	19,25	21,0	22,75
		7	17,5	19,25	21,0	22,75	24,5
		6	19,25	21,0	22,75	24,5	26,5
		5	21,0	22,75	24,5	26,5	28,0

2. für nicht qualificirte Luppen und Millbars ohne Unterschied der Ergebnisse innerhalb obiger Grenzen jedoch bloß 14 kr. und
3. erlitten die Arbeiter bei Ueberschreitung von 12% Calo und 9 Cb.-F. Holzaufwand für je 1% Calo und je 1 Cubicfuss Holz einen Abzug von 3 kr.

Zur Erläuterung der Tabelle wird angeführt, dass selbe eben so viele Stufen der Remuneration als Damnation enthalte, und dass die mittlere Grösse (21 kr.), von welcher beide auslaufen, die beim gewöhnlichen Betrieb erzielten Resultate waren.

Diese Modalität der Lohnvergütung war bei dem genannten Puddelwerke von so günstigem Erfolge begleitet, dass auf Grundlage der erhobenen durchschnittlichen Leistung der amulirten Arbeitergebühren der beiden übrigen Puddlingswerken per Ctr. Luppen bestandene, gewöhnliche Gedingpreis von 21 kr. nach und nach auf $14\frac{5}{10}$ kr. herabgesetzt werden konnte.

Daher wurde dieser letztere Satz, welcher den Ausgangspunkt für die neue „Aemulationstabelle“ — also statt 21 kr. nur $14\frac{5}{10}$ kr. — bildet, zum Anhaltspunkte genommen.

Nach einem ganz ähnlichen Vorgange gelang es, die Erzeugungsfähigkeit der Schienenschweissöfen um 33% zu steigern. So wurde die wöchentliche Erzeugung der schwedischen Holzgasschweissöfen auf 760 Centner gewalztes Grobeisen bei 2 Schweisshitzen mit einem Holzaufwande von 4 — 8 räumlichen Cubicschuhen Holz in der letzteren Zeit gebracht. Und die Kohlengassöfen erzeugen pr. Ofen und Woche über 500 Ctr. gehämmelter Zägel mit 15 % Calo und 6 Cubicschuh Kohlen-

verbrauch pr. Ctr.; während die durch diesen eingeführten Flammenfrischprocess dormalen verdrängte sogenannte Rohnitzer Handfrischerei bei 25 Cubicschuh Kohle pr. Ctr. Grobeisen consumirt hatte.

In der gegenwärtig das Eisenhüttengewerbe hart drückenden Absatzkrise verdient demnach diese „Aemulationsmethode“ überall dort, wo sich die Hüttenarbeit in eine Kette einzelner Leistungen auflösen lässt, nachgeahmt zu werden.

Nur ist dabei mehr als sonst erforderlich, das unter Vorschuss gehaltene, „aufzubringende“ Materiale dem remunerativ und damnativ arbeitenden Personale zur Vermeidung von diessfalls sehr verlockenden Unzukömmlichkeiten unter genauer Controle vorgeben zu lassen.

Den etwaigen Vorwurf anbelangend, dass unter der Haft des Arbeiters die Güte der Producte leide, wird erwähnt, dass dies bei einer streng durchgeführten Uebernahme des ausgebrachten Gutes nicht zu fürchten sei.

Berghauptmann F. M. Friese sprach hierauf über die Production und Consumption von Mineralkohlen in Frankreich, indem er die diessfälligen Verhältnisse zugleich durch eine Karte der französischen Kohlen-Industrie erläuterte.

Frankreich producirte 1859 nahe 150 Mill. Zollcentner Mineralkohle, musste aber ausserdem 115 Millionen Centner aus dem Auslande beziehen, um den eigenen Bedarf zu decken. Im grossen Durchschnitte beträgt der Verkaufspreis für den Centner an der Grube 24,5, und am Verbrauchsorte 48,5 Neukreuzer, wobei die Differenz von 24 kr. grösstentheils durch die Transportkosten verursacht wird.

Die zahlreichen und häufig concurrirenden Eisenbahnen und Wasserstrassen, welche Frankreich besitzt, gewähren übrigens einen ausgiebigen Schutz gegen jene willkürliche Steigerung der Frachtpreise, welche auf der österreichischen Kohlen-Industrie so schwer lastet, zudem werden die Tarifsätze von der französischen Regierung fortwährend mit grösster Sorgfalt überwacht.

Redner zeigte, wie ungünstig in dieser Beziehung die Lage der meisten österreichischen Kohlenwerke beschaffen sei, wie dieselben ihre naturgemässe Entwicklung erst dann werden erreichen können, wenn vermehrte Communicationsmittel und billigere Frachtsätze einen grossartigen Absatz möglich machen, und schloss, indem er an die in der letzten Versammlung von Berg- und Hüttenmännern ertheilte feierliche Zusicherung des Herrn Handelsministers erinnerte, den Bergbau nach Möglichkeit fördern und schützen zu wollen, eine Zusicherung, welche eine baldige Abhilfe in der bezeichneten Richtung zuversichtlich erwarten lässt.

Der Vorsitzende, Herr k. k. Sectionsrath P. Rittinger, schloss hierauf die Versammlungen der bergmännischen Vereinsabtheilung für die gegenwärtige Saison, indem er den Theilnehmern derselben für die ebenso freundliche als thätige Mitwirkung dankte.

Wochenversammlung am 3. Mai 1862.

Vorsitzender: Der Vereins-Vorsteher Herr k. k. Regierungsrath W. Engerth.

Herr Ingenieur Pius Fink theilte die Resultate seiner analytischen Untersuchung der versteiften Hängebrücken und Bogenbrücken übersichtlich mit, wobei er vorzugsweise die praktische Anwendbarkeit der verschiedenen Brücken-Constructions berücksichtigte. Redner beabsichtigt, seine mühevollen Arbeit in dieser Zeitschrift zu veröffentlichen, wesshalb wir es unterlassen, einen Auszug hier mitzutheilen.

Herr P. Fink besprach weiter eine neue Methode, die Feuerrohre in der Feuerbox zu befestigen, wobei ein Ersparnis am Materiale erzielt werden soll. Es wird nämlich ein sehr kurzer schwacher Kupferstutzen auf das Ende des Rohres aufgesteckt, dieses sodann in die Feuerbox eingezogen, und durch einen eingesetzten Dorn verstaucht. Dieses Verfahren wurde bereits practisch erprobt, fand jedoch in der Versammlung keinen ungetheilten Beifall.

Herr Regierungsrath W. Engerth hielt — an den kürzlich vom Herrn Inspector A. Strecker gehaltenen Vortrag über Bodmer's doppelwirkende Dampfmaschine anknüpfend — einen Vortrag über die von Herrn Director Haswell construirte Locomotive Duplex mit 4 Cylindern. Die

Beschreibung dieser neuen Construction ist mittlerweile bereits ausführlich im Hefte Nr. 6 dieses Jahrganges mitgetheilt worden.

Wochenversammlung am 11. October 1862.

Vorsitzender: Der Vereinsvorstand Herr k. k. Regierungsrath W. Engerth.

Herr Professor Ludwig Förster gab einen ausführlichen Bericht über die dreizehnte Versammlung deutscher Architekten und Ingenieure, welche vom 3. bis 6. September l. J. in Hannover tagte.

Ueber 600 Theilnehmer aus allen Theilen Deutschlands hatten sich dazu eingefunden; Oesterreich war jedoch allein durch Professor Förster vertreten.

Am Abende des 2. Septembers fand die Begrüssung der Theilnehmer im festlich geschmückten Odeon statt. Am 3. und 5. September vereinigte sich die Versammlung zu Gesamtsitzungen, zu deren Vorsitzenden Direktor R. Karmarsch gewählt wurde, in der Zwischenzeit hielten die drei Abtheilungen (der Architekten, der Bauingenieure und der Maschinen-Ingenieure) ihre Sitzungen, welchen Baurath Bürklein aus München, Professor Förster aus Wien und Professor Wiebe aus Berlin präsidierten, und in welchen zahlreiche von dem Localcomité vorgelegte technische Fragen verhandelt wurden. Am 3. Abends fand das Fest statt, welches die Stadt Hannover den deutschen Architekten und Ingenieuren im Garten von Bellavista gab; am 4. Morgens wurde ein Ausflug (mittels freien Ertrages: nach Hildesheim gemacht, die Stadt besichtigt, nach einem Gabelfrühstück auf den Moritzberg gewandert, später nach dem königl. Schlosse Marienburg gefahren, wo die Versammlung auf Anordnung der Königin bewirthet wurde. Am 5. Nachmittags wurde nach Herrenhausen gefahren. Abends war Festvorstellung im k. Hoftheater, endlich am 6. wurde ein Ausflug nach Gastmünde und Bremerhafen, dann nach Bremen gemacht, wo die Versammlung vom dortigen Senate und Künstlervereine festlich bewirthet wurde.

Herr Professor L. Förster berichtete umständlich über die zahlreichen technischen Verhandlungen der Versammlung, welchen wir demnächst in den Fachzeitschriften begegnen werden.

Als Ort der nächsten Versammlung (im Jahre 1864) wurde in der zweiten Gesamtsitzung über Förster's Antrag beinahe einstimmig Wien festgesetzt, und als Vorstandsmitglieder für diese Versammlung, die Herren Engerth, Förster, Schmidt und Siccardsburg in Wien; dann Strack, Stüler (Berlin), Voigt (Braunschweig), Haase, Hübach, Karmarsch, Staman und Wiebe erwählt.

Wochenversammlung am 18. October 1862.

Vorsitzender: Der Vorsteher-Stellvertreter Herr k. k. Sectionsrath P. Rittinger.

Herr Ingenieur P. Fink berichtet über die Aufstellung der eisernen Eisenbahnbrücke über die Saane bei Freiburg in der Schweiz. Diese erst kürzlich dem Betriebe übergebene *) Brücke besteht aus einem eisernen, durch sechs Pfeiler getragenen Gitterwerk von 383 $\frac{3}{4}$ Meter Länge, welches das Saanethal in einer Höhe von 78 $\frac{1}{2}$ Meter über dem Flussbette überspannt; die grösste Spannweite der sieben Oeffnungen beträgt 48 $\frac{1}{2}$ Meter. Das gesamte Eisenwerk der Brücke und der Pfeiler hat ein Gewicht von 60.000 Zolcentner, während das Mauerwerk der Pfeilerfüsse ein Volumen von 20.000 Cubicmeter besitzt; die Gesamtkosten der Brücke wurden zu 2.360.000 Franks veranschlagt.

*) Herr Pius Fink hatte der Eröffnung dieser Brücke in Gesellschaft des Herrn Obergeringens Ludwig Becker beigewohnt. Einige nähere Notizen über die Construction finden sich in der Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereines für das Königreich Hannover. Jahrgang 1862, Seite 161.

Die Aufstellung der Brücke geschah auf die Weise, dass der Brückenträger am Ufer vollständig zusammengestellt, und sobald die doppelte Länge der ersten Oeffnung fertig war, so weit über das Thalbett vorgeschoben wurde, dass das vordere Ende über den zu errichtenden ersten Pfeiler zu stehen kam. Auf diesem vorderen Ende wurde sodann unter gewissen Sicherheits-Vorkehrungen eine Aufzugsmaschine angebracht, mittelst welcher die eisernen Bestandtheile des Pfeilers hinabgelassen, und dieser selbst aufgestellt wurde. Hierauf wurden auf dem Pfeiler Rollen angebracht, die Brückenbahn auf denselben bis über den zweiten Pfeiler vorgeschoben, und dieser auf gleiche Weise wie der erste hergestellt. Nachdem alle Pfeiler aufgerichtet waren, wurden die Rollen von denselben entfernt, und die einstweilen, um für die Rollen Raum zu gewinnen, weggebliebenen letzten Eisenbestandtheile der Pfeiler vollends eingefügt.

Durch dieses Verfahren ist ein bedeutender Zeit- und Geldaufwand erspart worden, welcher sonst für den Transport der einzelnen Pfeilerbestandtheile unvermeidlich gewesen wäre.

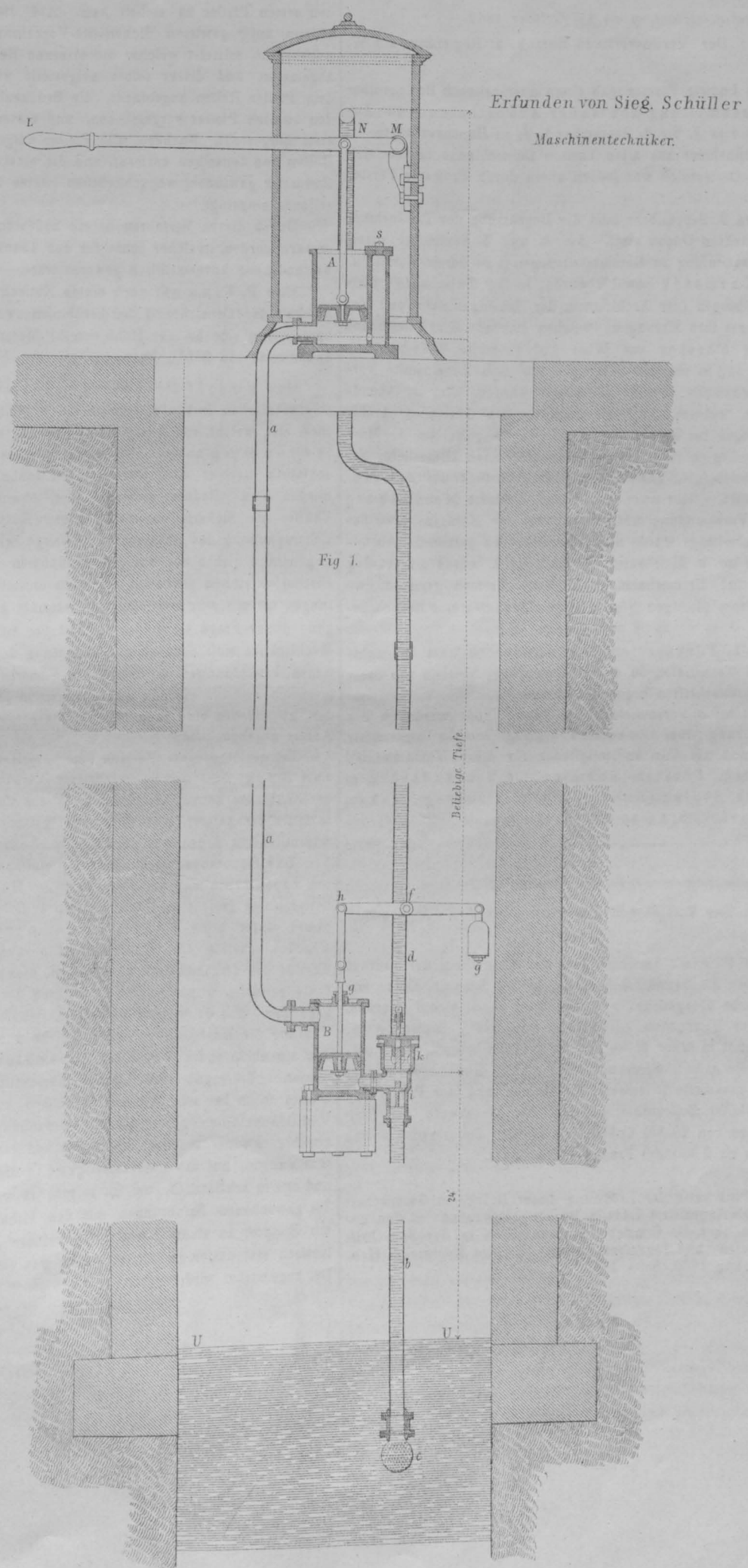
Herr P. Fink gab noch einige Notizen über die Kühnheit und Einfachheit der Construction der berühmten zwei Drahtseilbrücken bei Freiburg, deren eine bei der Höhe von 51 Meter über dem Flusspiegel eine Spannweite von 265 $\frac{1}{2}$ Meter besitzt.

Herr Rudolf Ritter von Grimburg, Assistent am k. k. polytechnischen Institute, theilte die Ergebnisse einer Reihe von Versuchen mit, welche von dem k. k. Regierungsrathe und Professor A. Ritter von Burg an Sicherheitsventilen eines Dampfkessels in der Maschinenfabrik der k. k. österr. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft durchgeführt worden sind. Redner bemerkt, dass, obwohl die Unzulänglichkeit der Ventile als Sicherheitsapparate gegen Kesselexplosionen in Folge von Ueberspannung des Dampfes schon lange erkannt worden ist, doch dieser Gegenstand bisher mit wenigen Ausnahmen auf der Stufe unfruchtbarer Discussion stehen geblieben sei, wozu einseitige und spärliche Beobachtung dieser Frage sei jedoch an und für sich und schon deshalb von Wichtigkeit, weil darnach die Bedeutung der überall bestehenden gesetzlichen Verordnungen in Betreff der Sicherheitsventile bei Dampfkesseln ermessen und die eigenen Täuschungen in ein grelles Licht gesetzt werden, zu welchen eine sanguinische Interpretation dieser Gesetze vielfachen Anlass gegeben haben.

Redner legte dem Vereine eine vom Herrn Regierungsrathe Ritter von Burg über seine vieljährigen Versuche mit Dampfkesselventilen veröffentlichte Schrift (Sonderabdruck aus dem XLV. Bd. der Sitzungsberichte der kaiserl. Academie der Wissenschaften) vor, indem er die wesentlichsten Ergebnisse derselben mittheilte.

Das Hauptaugenmerk dieser mit vielfachen Schwierigkeiten verknüpften Experimente war auf Ermittlung des Hubes eines abblasenden Sicherheitsventiles gerichtet. Nachdem sich endgiltig herausgestellt hatte, dass dieser unter allen Verhältnissen bei normaler Belastung des Ventiles, anstatt die stillschweigend vorausgesetzte Grösse des vierten Theiles des Durchmessers zu betragen, niemals mehr als $\frac{1}{8}$ bis $\frac{1}{3}$ W. Linie erreichte, wurde an die Ermittlung der Ursache dieser Erscheinung gegangen, und es wurden zu diesem Behufe mittelst einer eigenen Vorrichtung die Hubhöhen gemessen, welche unter übrigens gleichen Umständen ein abblasendes Ventil bei verschiedenen Belastungen annimmt. Es ergab sich hieraus namentlich, dass der ausströmende Dampf schon bei sehr kleinen Hubhöhen stark expandirt und auf die Ventilfläche einen gegen die Kesselspannung bedeutend kleineren Druck ausübte. Redner machte, abgesehen von verschiedenen interessanten Erscheinungen, auf die Gesetzmässigkeit in diesem Verhalten aufmerksam und citirte schliesslich, um zu zeigen, in welchem grellen Widerspruche die gewonnenen Erfahrungen mit den bisherigen Anschauungen stehen, ein Beispiel an einem Kessel, für welchen ein Ventil von 47 Zoll Dr. factisch erst dasjenige leisten würde, was zwei Ventilen von nur 4 Zoll Dr. zugemuthet wird.

Entwurf einer Handpumpe mit hydrostatischem Gestänge für Saugtiefen über 24'.



Pumpwerk mit hydrostatischem Gestänge, von Sieg. Schüller.

Fig. 2.

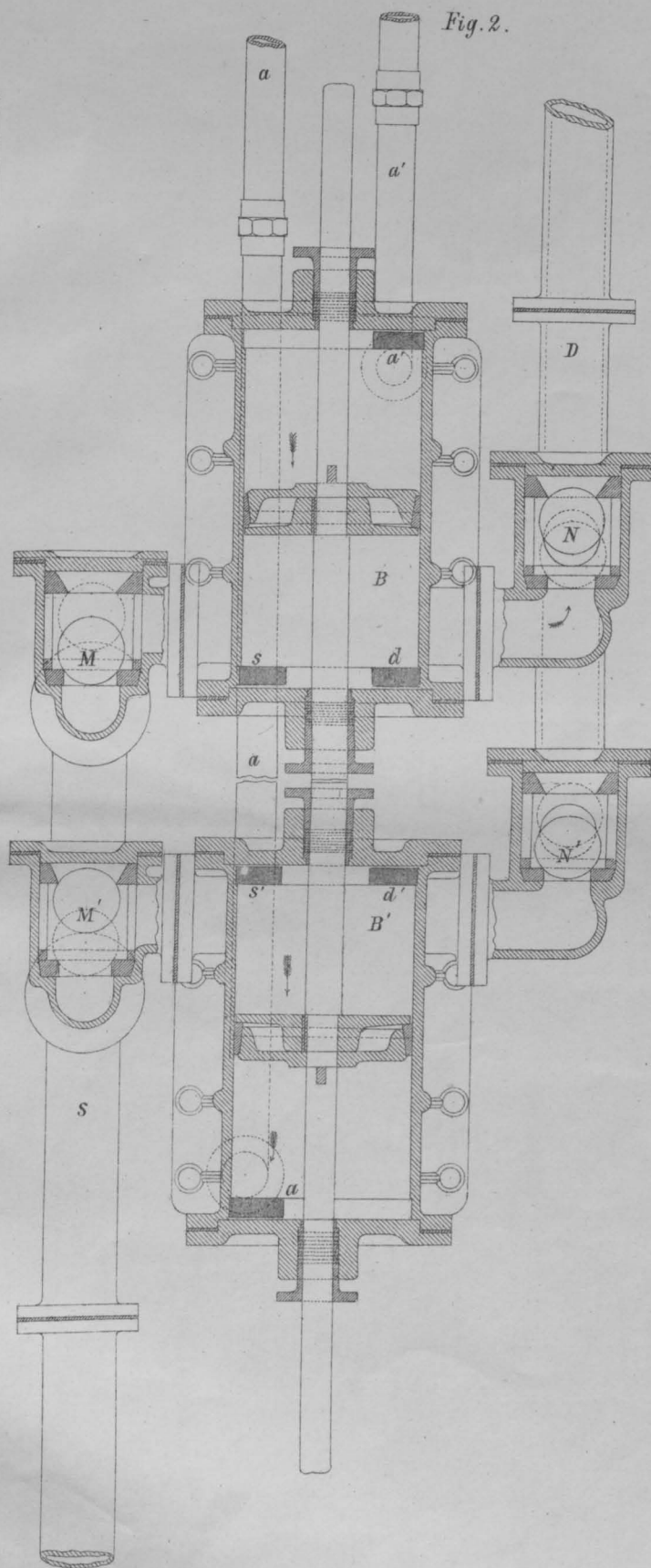
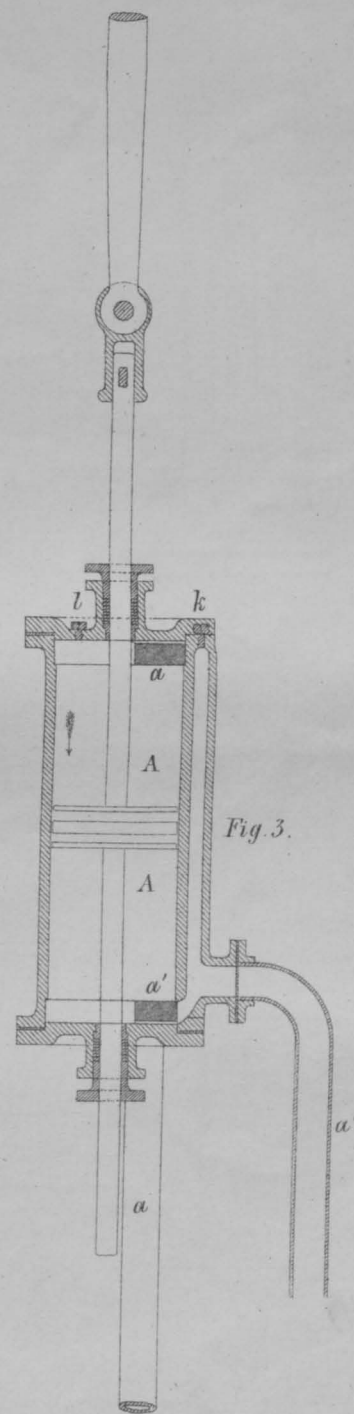
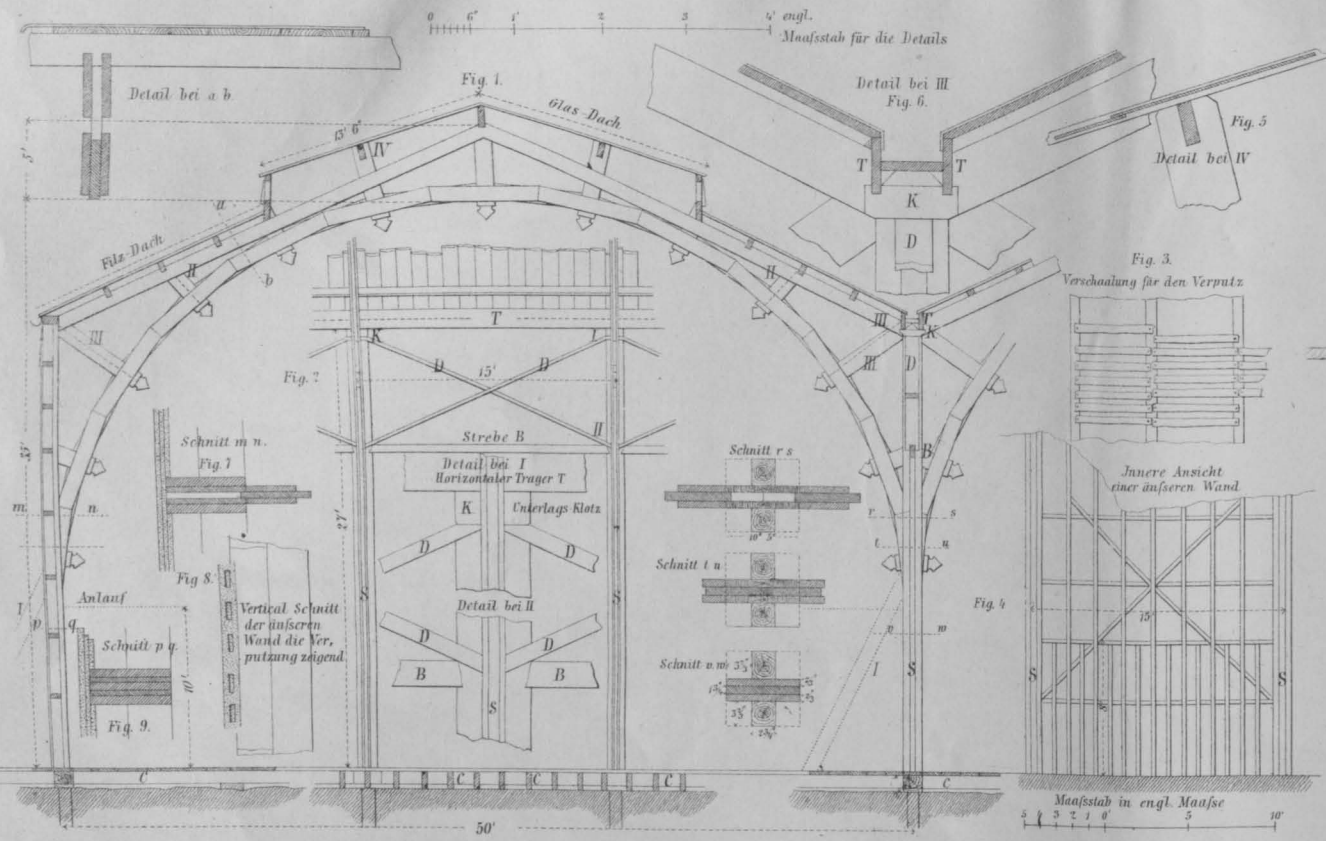


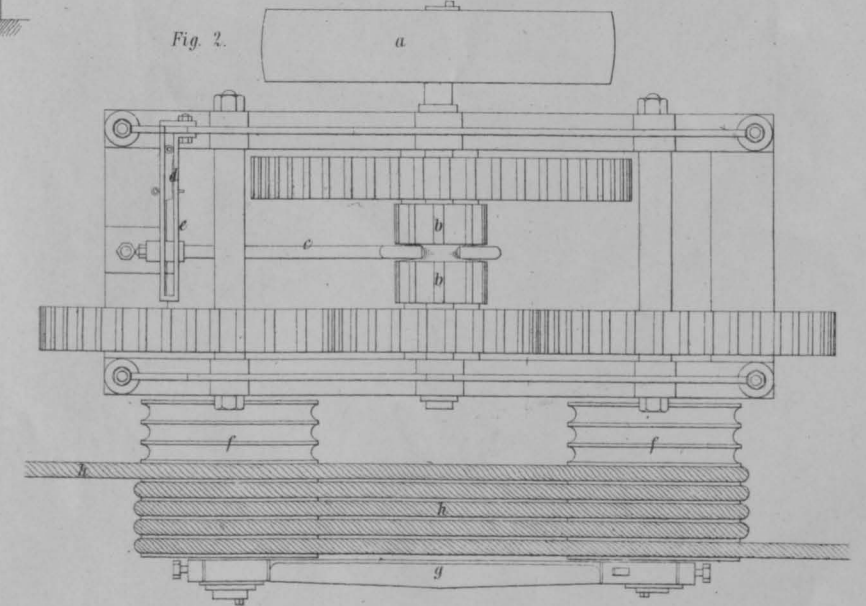
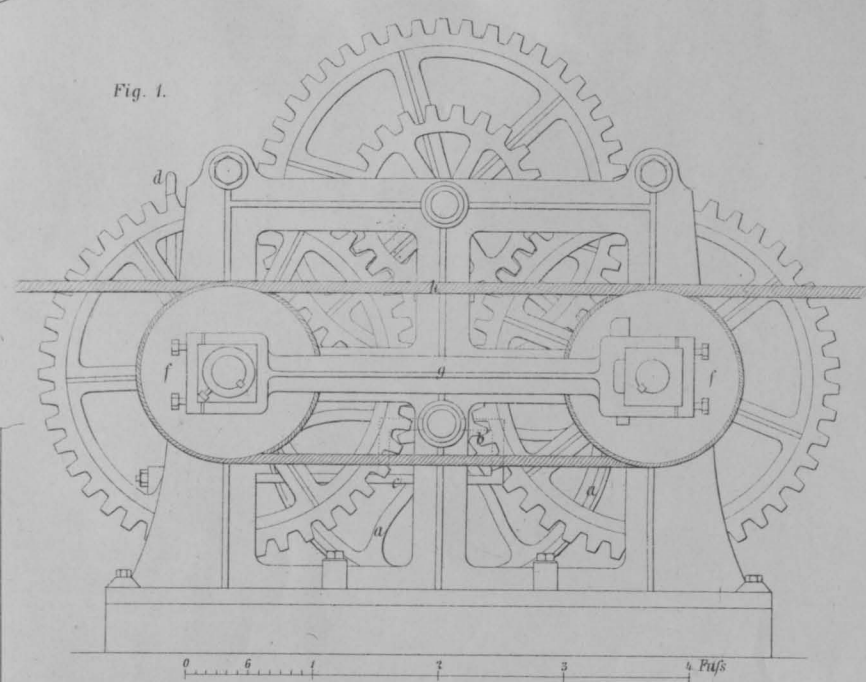
Fig. 3.



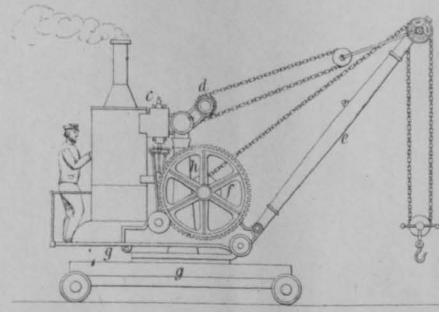
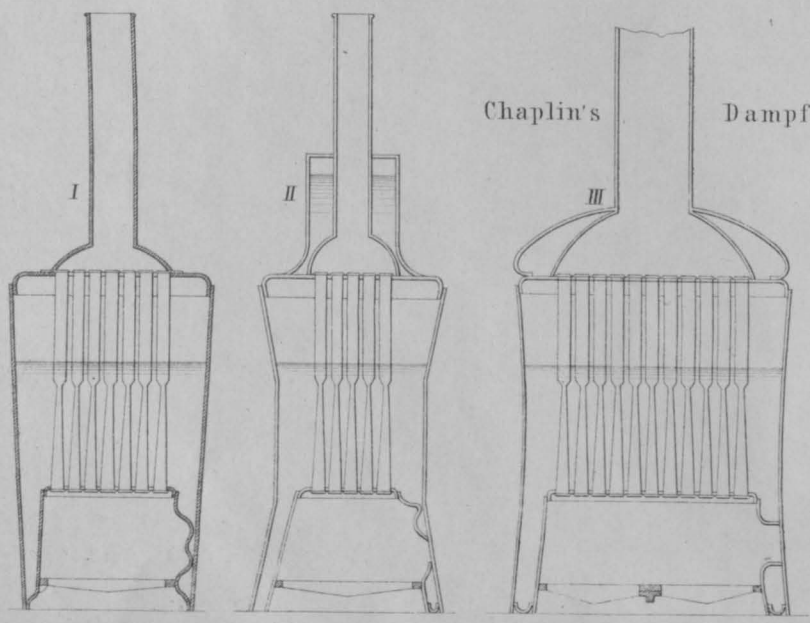
Maschinenhalle



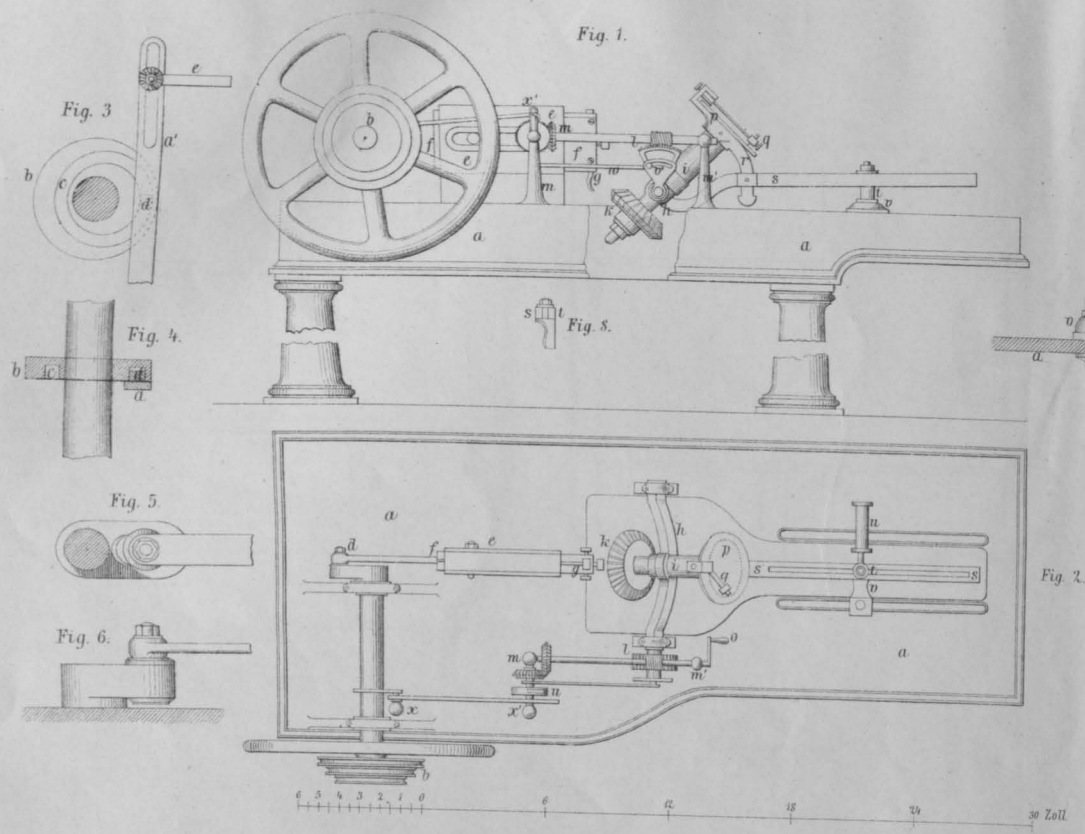
Ashton's Dampfwinde.



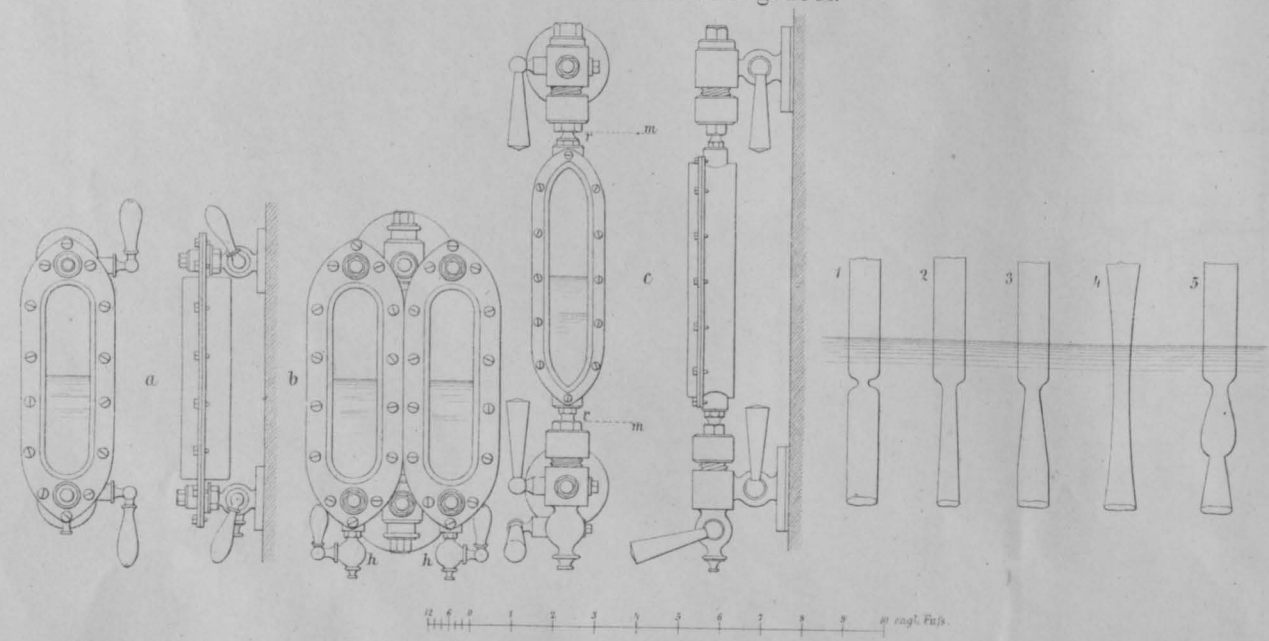
Chaplin's Dampfkrahn



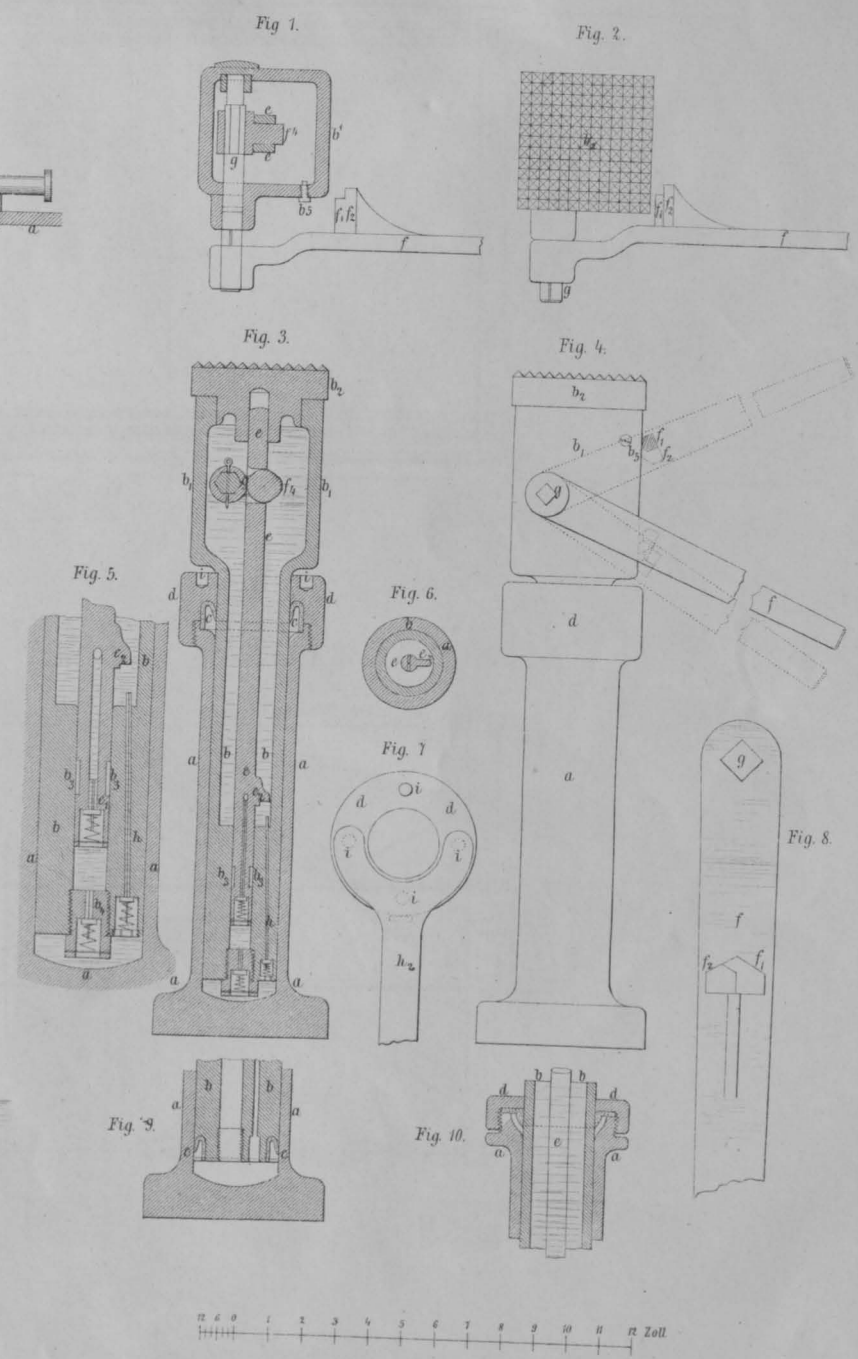
Kegelradschneidmaschine von Hunt.



Chandler's Wasserstandsgläser.

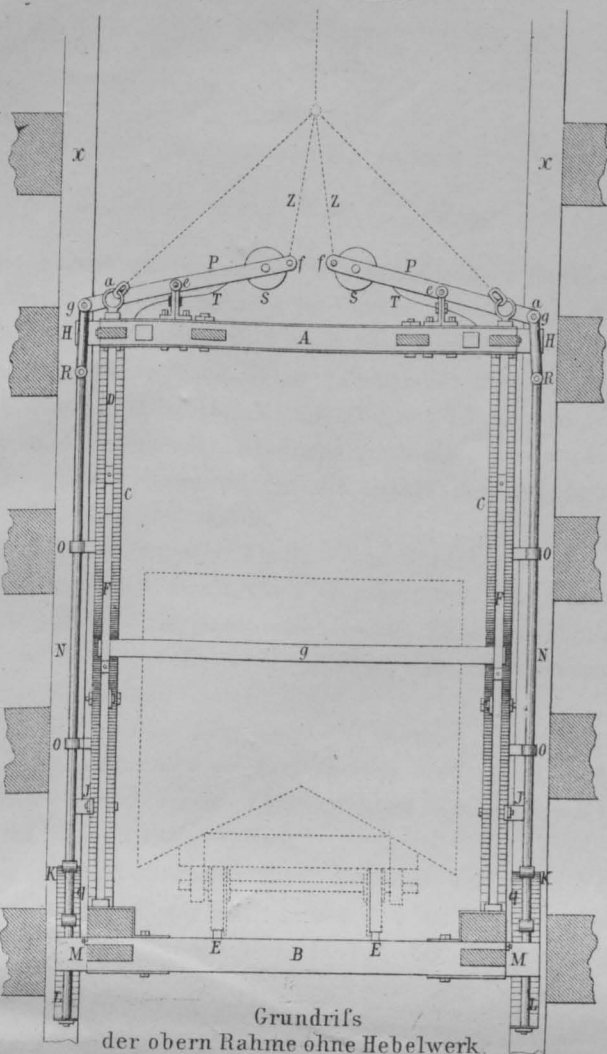


Adamson's hydraulischer Hebebock.



Vorder-Ansicht.

Seiten-Ansicht.



Grundriss der obern Rahme ohne Hebelwerk.

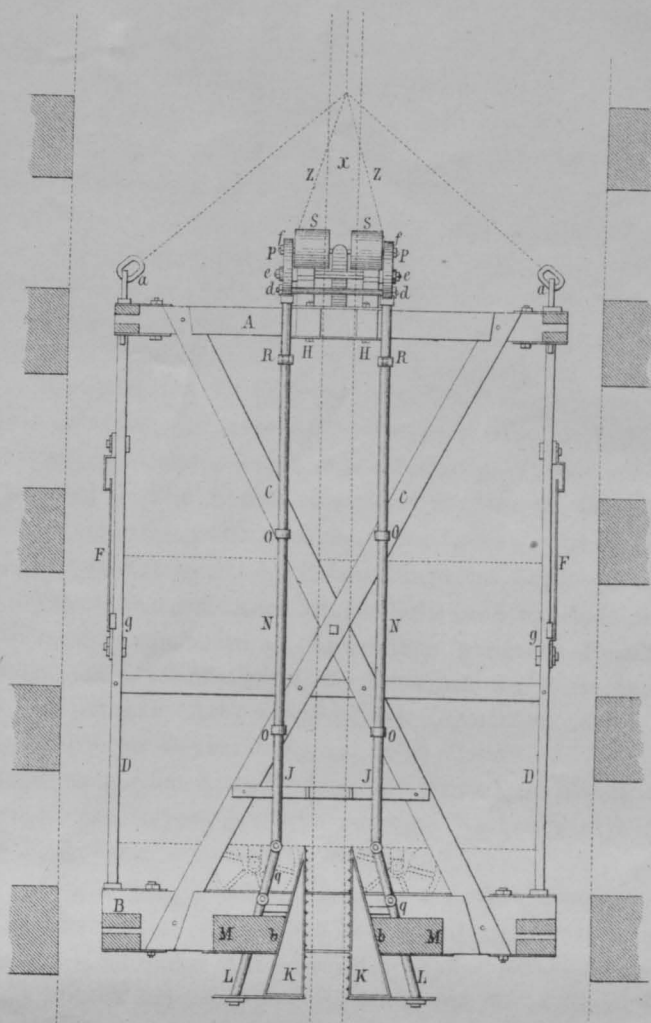
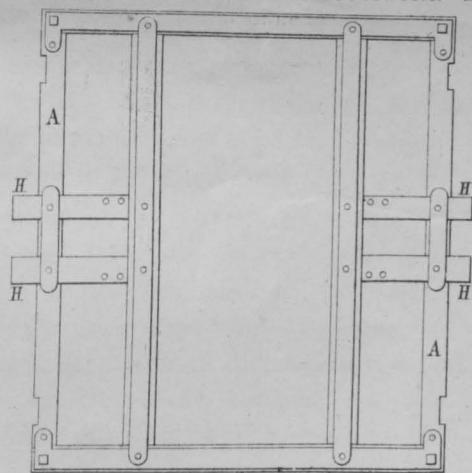
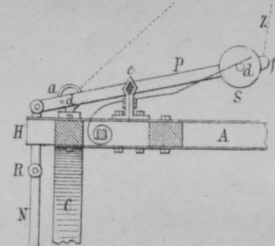
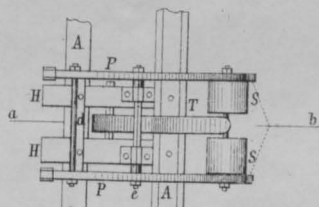


Fig. A.

Fig. B.

Grundriss des Hebelwerkes.

Durchschnitt nach ab in Fig. A.



Grundriss der untern Rahme.

Förderkorb mit Fallbremse

am

Elisabeth Schacht

in

Brennberg.

Maßstab 1 W^t Zoll - 2 W^t Fuß.

